

DER
CIVILINGENIEUR.

UNTER MITWIRKUNG DER PROFESSOREN AM K. S. POLYTECHNIKUM

DR. W. FRÄNKEL,
PROF. FÜR BRÜCKEN-, STRASSEN- UND EISENBAHNBAU,

L. LEWICKI,
PROF. FÜR MASCHINENBAU,

O. C. MOHR,
PROF. FÜR EISENBAHNBAU,

A. NAGEL,
PROF. FÜR GEODÄSIE,

T. RITTERSHAUS,
PROF. FÜR THEORETISCHE UND ANGEWANDTE KINEMATIK,

J. B. SCHNEIDER,
PROF. FÜR MASCHINENLEHRE

DR. G. ZEUNER,
PROF. FÜR MECHANIK UND THEORETISCHE MASCHINENLEHRE.

HERAUSGEGEBEN VON

DR. E. HARTIG,
PROF. FÜR MECHANISCHE TECHNOLOGIE.

JAHRGANG 1881.
(DER NEUEN FOLGE BAND XXVII.)

MIT VIELEN IN DEN TEXT EINGEDRUCKTEN HOLZSCHNITTEN UND XXXVI TAFELN ABBILDUNGEN.

LEIPZIG.
VERLAG VON ARTHUR FELIX.
1881.

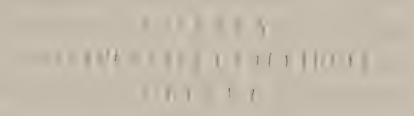
Inhaltsverzeichniss des Jahrganges 1881.

I. Sachregister.

[Die Zahlen zeigen die Seiten an; — (m. A.) bedeutet mit Abbildungen auf den Tafeln; — (m. H.) mit eingedruckten Holzschnitten.]

II. Namenregister.

III. Verzeichniss der Abbildungen.



Ueber die Verwerthung der Wöhler'schen Versuche für die Dimensionirung der Eisenconstructionen, insbesondere der eisernen Brücken.

Von

Professor **Mohr** in Dresden.

Als man in England Gelegenheit gefunden hatte, an dem Verhalten der während der ersten Periode des Eisenbahnbaues entstandenen schmiedeisernen Brücken zahlreiche und zum Theile üble Erfahrungen zu sammeln, hielten die dortigen Regierungsbehörden für nöthig, die Vorschrift zu erlassen, dass die grösste Inanspruchnahme der schmiedeisernen Brückentheile 5 Tons pro □Zoll, also 8^{kg} pro $□^{mm}$ nicht überschreiten dürfe. Aehnliche Bestimmungen wurden von vielen Bauverwaltungen erlassen, welche erst später in die Lage kamen, diesen Gegenstand zu erwägen und in den meisten Fällen hielt man für zweckmässig, die zulässige Grenze noch etwas niedriger zu ziehen. Die preussische Vorschrift lautete z. B.: 100 Centner pro □Zoll, d. i. circa 7^{kg} pro $□^{mm}$.

Man kann den Aufsichtsbehörden, namentlich den deutschen, wohl kaum den Vorwurf machen, dass sie die Gewohnheit haben, ihren Vorschriften eine dehnbare oder zu einfache Form zu geben. Wenn dieselben in dem vorliegenden Falle sich darauf beschränkten, eine Grenze zu normiren, so werden sie einerseits erkannt haben, dass die Aufstellung detaillirter Bestimmungen wegen der grossen Mannigfaltigkeit der einwirkenden Verhältnisse unthunlich sei, während sie andererseits — vielleicht ausnahmsweise — auf den gesunden Menschenverstand derer gerechnet haben, für welche die Vorschrift erlassen wurde. Eine solche Voraussetzung erscheint um so weniger kühn, als in der That alle Betheiligten: die Constructeure, die Bauverwaltungen und die technischen Revisoren ein gemeinschaftliches Interesse daran haben, den Constructionen in ihren verschiedenen Theilen eine gleichmässige Sicherheit zu verleihen und die Vorschrift in diesem Sinne anzuwenden. Man braucht nur die veröffentlichten Baubeschreibungen zu lesen, um sich zu überzeugen, dass diese verständige Auffassung bis jetzt die Regel gewesen ist. Trotzdem sind unzweifelhaft Irrthümer und Fehler zahlreich vorgekommen. Wer die Mängel der Theorie und die Lücken der Erfahrung kennt, wird sich hierüber nicht wundern. Wenn aber, wie behauptet wird, in einzelnen Fällen oder sogar bei einzelnen Bauverwaltungen die Gedankenlosigkeit der Constructeure und der Revisoren den sonderbaren Schluss ermöglicht hat, dass in allen Fällen zweckmässig und zulässig sei, was als Grenze gestattet wurde, so gehört ein solches Missverständniss offenbar zu jenen, gegen welche nicht blos Aufsichtsbehörden vergebens kämpfen. Die Nothwendigkeit einer durchgreifenden Reform der Dimensionirung der Eisenconstructionen kann aber mit jener Behauptung wohl nicht bewiesen werden. Eine solche Reform wird lebhaft angestrebt, seitdem die Resultate der sehr verdienstlichen Versuche Wöhler's über das Verhalten des Eisens und des Stahles bei oft wiederholter Beanspruchung der Festigkeit bekannt geworden sind. Es ist dem gegenüber auffallend, dass die Versuche Fairbairn's, welche auf denselben Gegenstand sich bezogen und zehn Jahre früher veröffentlicht wurden, auf das technische Publikum fast gar keinen Eindruck gemacht haben, obgleich jene mit einem wirklichen Brückenträger angestellten Versuche die in Rede stehende Eigenschaft des Schmiedeisens in einem ungünstigeren Lichte erscheinen liessen, als die in anderen Beziehungen freilich umfassenderen Versuche Wöhler's. Diese auffallende Erscheinung

kann nur mit dem Zauber erklärt werden, welcher das Wörtchen „Gesetz" auf deutsche Gemüther auszuüben pflegt. Gegen den Inhalt dieses Gesetzes in der allgemeinen Form, in welcher der Entdecker selbst es ausspricht, lässt sich gewiss Nichts einwenden. Man würde die Wahrheit desselben wahrscheinlich auch ohne Beweis angenommen haben. Bedenklicher wird die Sache schon, wenn man versucht, dem Gesetze einen durch Zahlen bestimmten Ausdruck zu geben. Denn die Versuche wurden mit schlichten Stäben von kleinen Dimensionen angestellt, die Spannungsschwingungen folgten in sehr kurzen Zeitabständen auf einander und die Zahlenwerthe der Resultate wurden zum grossen Theil aus Biegungsversuchen, also vermittelst Formeln abgeleitet, welche innerhalb der Elasticitätsgrenzen nicht genau, ausserhalb derselben aber jedenfalls sehr unzuverlässig sind. Deshalb ist der Zahlenausdruck des Gesetzes von beschränkter Gültigkeit und von zweifelhafter Genauigkeit. Aber selbst wenn man die hieraus sich ergebenden Bedenken fallen lassen will, so ist dadurch noch keineswegs die Frage beantwortet, ob es zweckmässig sei, das Wöhler'sche Gesetz als Grundlage einer empirischen Formel für die Dimensionirung der Eisenconstructionen zu wählen, wie es in der That von vielen Seiten jetzt empfohlen wird. Für die Beantwortung dieser Frage gewinnt man wohl den richtigen Standpunkt, wenn man überlegt, welche Factoren ausser dem Wöhler'schen Gesetze die Aufnahme in eine solche Formel beanspruchen dürfen. Es mögen nur die wichtigsten hier aufgezählt werden:

1) Die Grösse, Form und Zusammensetzung der Querschnitte. Ein gewalzter Eisenstab besitzt unter sonst gleichen Umständen eine desto grössere Festigkeit, je einfacher die Form und je kleiner die Fläche des Querschnittes ist. Dagegen wächst die mit groben Fabrikationsmängeln verbundene Gefahr mit der Abnahme des Querschnittes. Obgleich mit zusammengesetzten Stäben bis jetzt nur in wenigen Fällen Festigkeitsversuche angestellt worden sind, so kann doch nicht bezweifelt werden, dass die Widerstandsfähigkeit derselben sehr wesentlich von der Form des Querschnittes und von der Anordnung der Zusammensetzung abhängig ist. In dieser Beziehung sind z. B. die Gurtungen grosser Fachwerke, verglichen mit den übrigen Constructionstheilen, sehr im Nachtheile.

2) Die Festigkeit der Verbindungen. Die Sicherheit der modernen Brückenconstructionen ist in erster Linie nicht von der Stärke der Constructionstheile, sondern von der Festigkeit ihrer Verbindungen abhängig. Wöhler selbst hält es aus diesem Grunde für unzulässig, bestimmte Vorschläge über die Beanspruchung aus seinen Versuchsresultaten abzuleiten. Da die bisherigen Erfahrungen unzureichend sind und einer theoretischen Untersuchung grosse Schwierigkeiten sich entgegenstellen, so wird man in der Regel darauf angewiesen sein, die bei der Dimensionirung in Frage kommende Schwächung der Constructionstheile nach dem Grade der Einfachheit der Verbindungen abzuschätzen. Die polygonförmigen Gurtungen grosser Fachwerke sind in dieser Beziehung in der ungünstigsten Lage.

3) Die Dauer der Belastung ist unzweifelhaft von Einfluss auf die Sicherheit, wenn die hervorgerufenen Spannungen die Elasticitätsgrenze überschreiten und zeitweise mit Vibrationen verbunden sind. Viele Constructeure sind der Ansicht, dass die Elasticitätsgrenze nicht allein wegen der Unzulässigkeit bleibender Deformationen, sondern auch wegen der Gefahr des Bruches, welche bei längerer Dauer der Wirkung mit jeder Ueberschreitung jener Grenze verbunden ist, bei der Wahl der zulässigen Inanspruchnahme massgebend sein müsse.

Leider sind die betreffenden Versuchsresultate noch sehr dürftig. Vicat fand bei Versuchen mit Eisendrähten, dass eine Belastung mit drei Viertel der Tragfestigkeit nach 33 Monaten den Bruch herbeiführte. Nach Wöhler's Versuchen konnte dagegen ein Eisenstab, welcher von Null bis zu drei Viertel der Tragfestigkeit gedehnt wurde, 4 bis 500 000 Schwingungen aushalten. Für eine Eisenbahnbrücke, welche täglich 20 Mal befahren wird, entspricht diese Anzahl einer Dauer von 60 Jahren. Obgleich man aus einem derartigen Beispiele allgemeine Schlüsse nicht ziehen kann, so zeigt dasselbe doch, wie verkehrt es ist, die Wirkung der permanenten Spannungen gegenüber derjenigen der wechselnden ganz zu vernachlässigen.

4) Die Stösse der bewegten Last können eine Vergrösserung der Belastungen und eine Lockerung der Verbindungen durch die Vibrationen der Constructionstheile zur Folge haben. Die letztgenannte Einwirkung kommt bei der Dimensionirung kaum in Frage, da sie mehr von der Form als von der Grösse der Querschnitte abhängig ist. Dagegen hat man die Mehrbelastung in Folge der Stösse wohl oft überschätzt, indem man z. B. die Dimensionen der Fahrbahnträger und der Querträger erheblich verstärkte. Berücksichtigt man, dass diese Träger in den meisten anderen Beziehungen — Einfachheit der Querschnitte und der Verbindungen, Zuverlässigkeit der Berechnung etc. — sehr günstig gestellt sind, so darf man die Richtigkeit jener Schätzung bezweifeln.

5) Die Sicherheit eines Brückenträgers ist nicht in gleichem Masse von der Sicherheit der einzelnen Constructionstheile abhängig. Das Princip, allen Theilen eine gleiche Sicherheit zu verleihen, ist daher nicht durchaus richtig. In genieteten Fachwerken kann man einzelne schwache Diagonalbänder ganz fortlassen, ohne die Sicherheit der Brücke sofort zu gefährden, wie vorhandene Beispiele beweisen.

6) Die Berechnung der in einem Constructionstheile vorkommenden Spannungen kann in einzelnen Fällen mit sehr grosser Genauigkeit geschehen, während in manchen anderen Fällen Fehler von 30—50 Proc. und unter ungünstigen Umständen noch weit grössere Irrthümer als möglich bezeichnet werden müssen. Der Genauigkeitsgrad hängt keineswegs allein von der allgemeinen Anordnung des zu berechnenden Brückenträgers ab, sondern er variirt auch in einer und derselben Construction sehr erheblich von Theil zu Theil. Die Zuverlässigkeit der Berechnung ist z. B. für die Gurtungen eines Fachwerkes mit mehrfachem Systeme von Füllungsgliedern weit grösser als für die Diagonalen. Die richtige Schätzung dieses Einflusses ist eine der wichtigsten und bis jetzt am meisten vernachlässigten Aufgaben der Theorie. Jedenfalls sind hier die grössten Fehler begangen worden.

Wenn man die vorstehende, keineswegs vollständige Zusammenstellung überblickt und beachtet, dass für die Messung dieser zahlreichen Einflüsse keine mathematischen Gesetze, dagegen wohl allgemeine Schätzungsregeln bestehen, so wird man zugeben müssen, dass für empirische Formeln kaum ein weniger geeignetes Feld gefunden werden kann. Soll eine solche Formel Alles enthalten, so wird sie complicirt und unbrauchbar. Enthält sie aber nur einen Factor, so führt sie nothwendig zu Irrthümern und lenkt in unerwünschter Weise das Gefühl der Verantwortlichkeit von Gegenständen ab, welche die Aufmerksamkeit des Constructeurs mindestens in gleichem Masse beanspruchen dürfen. Wir können daher unterlassen, die vorgeschlagenen zahlreichen Formeln selbst zu kritisiren und beschränken uns darauf, die Zahlenresultate derselben einer kurzen Betrachtung zu unterziehen.

Für die Dimensionirung von Eisenbahnbrücken werden als zulässige Inanspruchnahmen — in Kilogr. pro □cm — die in nachstehender Tabelle zusammengestellten Werthe vorgeschlagen:

Nach der Formel von	$n=-1$	$n=-0{,}75$	$n=-0{,}5$	$n=-0{,}25$	$n=0$	$n=+0{,}25$	$n=+0{,}5$	$n=+0{,}75$	$n=+1$
Gerber . .	356	406	468	512	645	794	998	1270	1600
Launhardt .	400	457	533	640	800	900	1000	1100	1200
Müller . .					640	720	845	1011	1090
Weyrauch .	350	438	525	613	700	787	875	963	1050
Schäffer . .	334	380	430	520	600	787	1088		
Winkler . .	406	440	481	530	591	690	831	1042	1400
Mittelwerthe	369	424	487	563	663	780	940	1077	1268

In dieser Tabelle bezeichnet der nach dem Wöhler'schen Gesetze massgebende Factor n das Verhältniss der numerisch kleineren zu der grösseren der beiden Grenzspannungen, welche die häufig wiederkehrenden Schwingungen einschliessen; n ist also gleich -1, wenn die Spannungen zwischen Zug und Druck von gleicher Grösse schwingen, 0, wenn jede Schwingung mit der Spannung Null beginnt und $+1$, wenn die Spannung eine unveränderliche ist. Die numerisch grössere der beiden Grenzspannungen darf den Tabellenwerth erreichen.

Bis jetzt war es Gebrauch, als grösste Belastung einen aus drei Locomotiven und schweren Güterwagen oder gar aus einer ununterbrochenen Reihe von Locomotiven bestehenden Zug in Rechnung zu bringen und ausserdem die Wirkung des Windes mit einer beträchtlichen Seitenbelastung zu berücksichtigen. Da diese Maximalbelastung nicht häufig wiederkehrt, sondern im Gegentheil nur äusserst selten eintreten kann, so ist ihre Wirkung als diejenige einer „einmaligen" oder „ruhenden" Belastung nach Anleitung der Tabellenreihe $n=+1$ zu beurtheilen und kommt bei der Dimensionirung gewöhnlich nicht in Betracht, weil sie demgemäss kleinere Querschnitte erfordert als die

häufig wiederkehrenden leichteren Belastungen. Wenn also z. B. der von einem Constructionstheile aufzunehmende Zug bei den gewöhnlichen Belastungen zwischen 80 000 und 160 000^{kg} variirt, während er bei der Maximalbelastung 200 000^{kg} erreicht, so würde der Querschnitt nach den bisherigen Regeln mindestens gleich

$$\frac{200\,000}{700} = 286\,\square^{cm}$$

zu wählen sein. Nach den neuen Vorschlägen — wir wählen die Mittelwerthe der Tabelle — sind dagegen als zulässige Inanspruchnahmen für $n = +0{,}5$ und $n = +1$ beziehungsweise 940^{kg} und 1268^{kg} in Rechnung zu bringen. Da $\frac{160\,000}{940}$ grösser ist als $\frac{200\,000}{1268}$, so sind in diesem Falle — wie in der Regel — die häufig wiederkehrenden Spannungen massgebend und der Querschnitt erhält die Grösse:

$$\frac{160\,000}{940} = 170\,\square^{cm}.$$

Das durch vorstehendes Beispiel illustrirte Verfahren befindet sich, wie es uns scheint, mit den Wöhler'schen Resultaten nicht ganz in Uebereinstimmung. Denn man wird doch wohl annehmen müssen, dass die Festigkeit durch oft wiederholte Anstrengungen eine allmälige Abnahme bis auf die durch die Wöhler'schen Zahlen bezeichnete Grenze erleidet. Wenn nun nach Verlauf einer langen Zeit diese Grenze erreicht ist, so tritt die Gefahr des Bruches nicht allein bei der normalen, sondern in höherem Grade und wahrscheinlich schon früher bei einer aussergewöhnlich grossen Belastung ein. Es sind also die Kräfte, welche von der Maximalbelastung hervorgerufen werden und die Inanspruchnahmen, welche dem geschwächten Zustande des Materials entsprechen, bei der Dimensionirung in Betracht zu ziehen. Durch diese Auffassung würden die crassen Differenzen zwischen den Ergebnissen des alten und des neuen Verfahrens in manchen Fällen beseitigt werden. Aber selbst unter dieser Voraussetzung würden wir die neuen Vorschläge als zweckmässig nicht anerkennen können. Zunächst muss hervorgehoben werden, dass die in der Tabelle unter $n = +1$ zusammengestellten Grenzwerthe ausserordentlich hoch erscheinen. Ihrer Annahme liegt die Ansicht zu Grunde, dass die Wirkungen einer einmaligen und einer dauernden Belastung nicht von einander sich unterscheiden, dass es also für die Sicherheit gleichgültig sei, ob eine zulässige Grenzspannung eine Minute oder hundert Jahre lang andauert. Diese Voraussetzung ist im höchsten Grade unwahrscheinlich und weder durch die Wöhler'schen Versuche, noch durch andere Erfahrungen erwiesen. Auch erscheint es sehr gewagt, die aus den Wöhler'schen Versuchen entnommene Erfahrung, dass eine selbst oftmalige Ueberschreitung der Elasticitätsgrenze ungefährlich sei, ohne Weiteres zu übertragen auf zusammengesetzte Constructionen, in welchen die bleibenden Deformationen einzelner Theile auf die Spannungen der anderen in schädlichster Weise einwirken können.

Ebenso wenig werden die ausserordentlich niedrigen, unter $n = -1$ zusammengestellten Grenzwerthe der Tabelle sich vertheidigen lassen. Man wird uns erwiedern, die Tabellenwerthe seien aus den Wöhler'schen Resultaten mit Hülfe bewährter Sicherheitscoëfficienten abgeleitet worden. Es wird also die Existenzberechtigung des Sicherheitscoëfficienten zu untersuchen sein. Früher wurde derselbe bekanntlich nach der Bruchfestigkeit bemessen. Man sagte, Eisen bricht bei 35^{kg} pro $\square^{mm}$, unsere Brücken erleiden eine Inanspruchnahme von 7^{kg} und gewähren demnach eine fünffache Sicherheit. Später wurde die Richtigkeit dieser Auffassung bestritten: nicht allein der Bruch, sondern auch die früher eintretende bleibende Deformation müsse vermieden werden. Die Elasticitätsgrenze — 15^{kg} pro $\square^{mm}$ — sei also massgebend und der Sicherheitscoëfficient nicht 5, sondern 2. Dieser Streit war offenbar harmlos. Nach der neueren Auffassung hat auch die Elasticitätsgrenze ihren Schrecken verloren; die Wöhler'schen Zahlen sollen nunmehr massgebend sein und durch Multiplication mit bewährten Coëfficienten die zulässigen Spannungen liefern. Da jene Zahlen weder mit der Bruchfestigkeit, noch mit der Elasticitätsgrenze in Verwandtschaft stehen, selbst von diesen Grenzen nicht eingeschlossen werden, so kann der bewährte Factor nach Belieben zwischen $^1/_5$ und $^1/_2$ oder auch ausserhalb der genannten Werthe gewählt werden. In Wirklichkeit entsprechen die Mittelwerthe der neuen Vorschläge, wie die nebenstehende Tabelle zeigt, einem Sicherheitscoëfficienten von der fast genau constanten Grösse

$$3{,}2 \text{ bis } 3{,}3.$$

Die Willkürlichkeit dieser Wahl wird man nicht mehr als harmlos bezeichnen können. Um die Wahl zu begründen, müsste bewiesen werden:

1) dass die Summe der Fehler und Irrthümer, welche man bei der Dimensionirung begeht, in jedem Falle genau oder doch wenigstens angenähert in einem constanten Verhältniss zu der gesuchten Querschnittsgrösse steht;

	$n = -1$	$n = 0$	$n = +0{,}55$	$n = +1$
Die Wöhler'schen Zahlen in Kilogr. pro □cm	-1170 $+1170$	0 $+2190$	$+1750$ $+3210$	$+4000$ $+4000$
Die Mittelwerthe der neuen Vorschläge .	369	663	967	1268
Die Sicherheitscoëfficienten	$\frac{1170}{369} = 3{,}2$	$\frac{2190}{663} = 3{,}3$	$\frac{3210}{967} = 3{,}3$	$\frac{4000}{1268} = 3{,}2$

2) dass die Gefahr, welche mit einer Ueberschreitung der Wöhler'schen Zahlen verbunden ist, für alle Werthe von n eine constante Grösse hat; und

3) dass die Grösse der Fehler und die Grösse der Gefahr durch den Coëfficienten richtig abgeschätzt sind.

Von der in der ersten Voraussetzung genannten Beziehung ist bekanntlich keine Spur vorhanden, und schon aus diesem Grunde gehört der Sicherheitscoëfficient zu den überflüssigsten und unnützesten Begriffen, welche jemals in die Wissenschaft eingeführt worden sind. Aber selbst wenn jene Voraussetzung richtig wäre, so würde dennoch die Wahl eines constanten Sicherheitscoëfficienten ganz unzulässig sein, weil die zweite Bedingung keineswegs erfüllt ist. Nach den Resultaten der Wöhler'schen Versuche können die für

$$n = -1$$

geltenden Grenzspannungen

$$+1170 \text{ und } -1170^{\text{kg}} \text{ pro } \square^{\text{cm}}$$

5 000 000 Mal um 25 Procent oder 900 000 Mal um 50 Procent oder 56 000 Mal um 100 Procent überschritten werden, bevor der Bruch eintritt. Wenn also z. B. ein Theil einer Eisenbahnbrücke infolge grober Fehler Spannungen auszuhalten hätte, welche zwischen

$$+1800 \text{ und } -1800^{\text{kg}} \text{ pro } \square^{\text{cm}}$$

schwingen und demnach die Wöhler'schen Grenzen um 50 Procent überschreiten, so könnten bei einer täglich 20 Mal wiederkehrenden Belastung weit über 100 Jahre verstreichen, bevor die Gefahr des Bruches eintreten würde. Für $n = +1$ fällt dagegen die Wöhler'sche Zahl mit der Bruchspannung zusammen und jede, auch die geringste Ueberschreitung dieser Grenze führt nothwendig den Bruch herbei. Die Voraussetzung einer constanten Gefahr ist also in hohem Grade ungenau und die hieraus abgeleitete Annahme eines constanten Sicherheitscoëfficienten in gleichem Grade unzweckmässig. Es muss vielmehr aus dem Obigen gefolgert werden, dass die unteren Grenzwerthe der neuen Vorschläge zu niedrig und die oberen zu hoch sind.

Uebrigens kommen diese Grenzwerthe bei der Dimensionirung der eisernen Brücken nur äusserst selten in Frage. Neun Zehntel aller Brücken, welche gegenwärtig projectirt und ausgeführt werden, sind entweder Blechbalken oder Balkenfachwerke mit schlaffen Diagonalen und für die Theile dieser Constructionen variiren die Werthe von n zwischen Null und $+\,^1/_2$. Der letztgenannte Werth wird auch bei anderen Brückenträgern nur selten überschritten. Wenn dagegen n negative Werthe annimmt, so ist in den meisten Fällen die Zerknickungsgefahr massgebend und die neuen Vorschläge kommen dann also nicht zur Anwendung.

Betrachtet man nun den Theil der ersten Tabelle zwischen $n = 0$ und $n = +\,^1/_2$, so wird man erstaunt sein, mit wenigen Ausnahmen auch hier Werthe zu finden, welche das bis jetzt übliche Maximum der Inanspruchnahme überschreiten. Die Ueberschreitung dürfte eine ausnahmslose sein, wenn man die Differenz zwischen den Wirkungen der Maximallast und der häufig wiederkehrenden Belastungen, auf welche die Tabellenwerthe sich beziehen, in Anschlag bringt. Die Wöhler'schen Versuche haben also eine höchst merkwürdige Wirkung gehabt. Während sie die Gesetzmässigkeit einer unerwünschten Eigenschaft, einer schwachen Seite des Materials dargelegt und demgemäss eine lebhafte Bewegung für Herbeiführung einer grösseren Sicherheit der eisernen Brücken verursacht haben, besteht das Resultat dieser Bewegung darin, dass die grosse Mehrzahl der Brücken in allen ihren Theilen erheblich geringere Querschnittsdimensionen erhalten darf, als nach den bisherigen Regeln. Man hat in einigen Fällen für die neuen Vorschläge den Vortheil einer Materialersparung in Anspruch genommen. Dieser Vortheil ist allerdings unbestreitbar. Wie aber durch eine allgemeine Schwächung der Querschnitte eine erhöhte Sicherheit erreicht werden soll, dass dürfte ein Räthsel sein und bleiben.

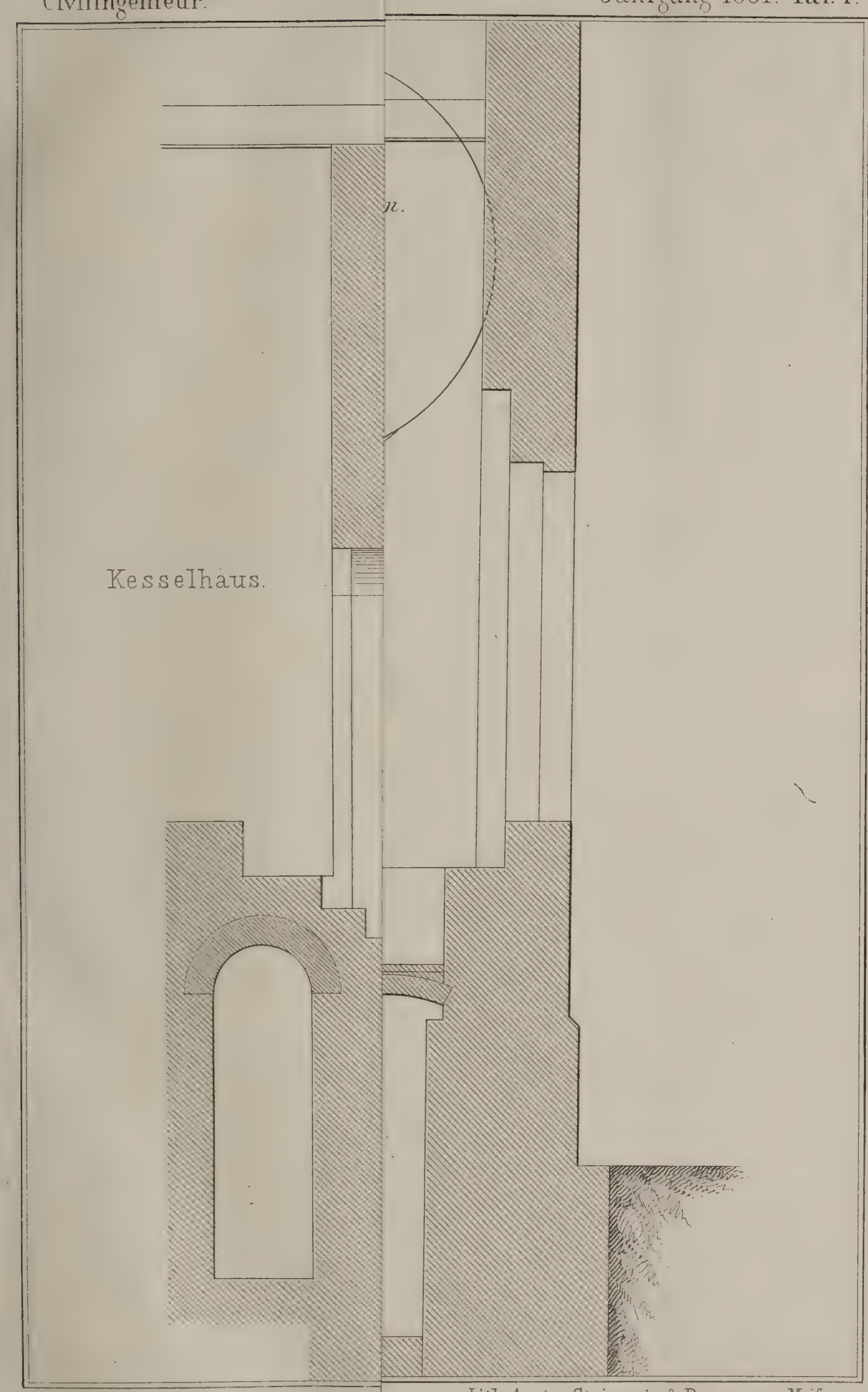
Vielleicht sind Manche der Ansicht, dass die Fortschritte in Theorie und Praxis eine Erhöhung der zulässigen Maximalspannung als zweckmässig erscheinen

lassen; aber Gründe für diese Ansicht werden aus den Wöhler'schen Versuchen jedenfalls nicht abgeleitet werden können. Andererseits muss zugegeben werden, dass die Drohungen mit Katastrophen, Brückeneinstürzen und dergleichen, durch welche man die neuen Vorschläge hat unterstützen wollen, einer thatsächlichen Grundlage entbehren. Unsere eisernen Brücken gewähren nach allen vorliegenden Erfahrungen durchaus genügende Sicherheit, eine weit grössere z. B. als die Fundamente der Pfeiler, auf welchen sie ruhen. Insbesondere berechtigen Beobachtungen und Erfahrungen nicht zu der Annahme, dass jemals eine eiserne Brücke eingestürzt sei, weil das Wöhler'sche Gesetz bei ihrer Dimensionirung unbeachtet blieb. Zu einer Aenderung der bisherigen Vorschrift liegen also weder in der einen, noch in der anderen Richtung triftige Gründe vor. Es ist vielmehr den Aufsichtsbehörden dringend zu empfehlen, auf empirische Formeln sich nicht einzulassen.

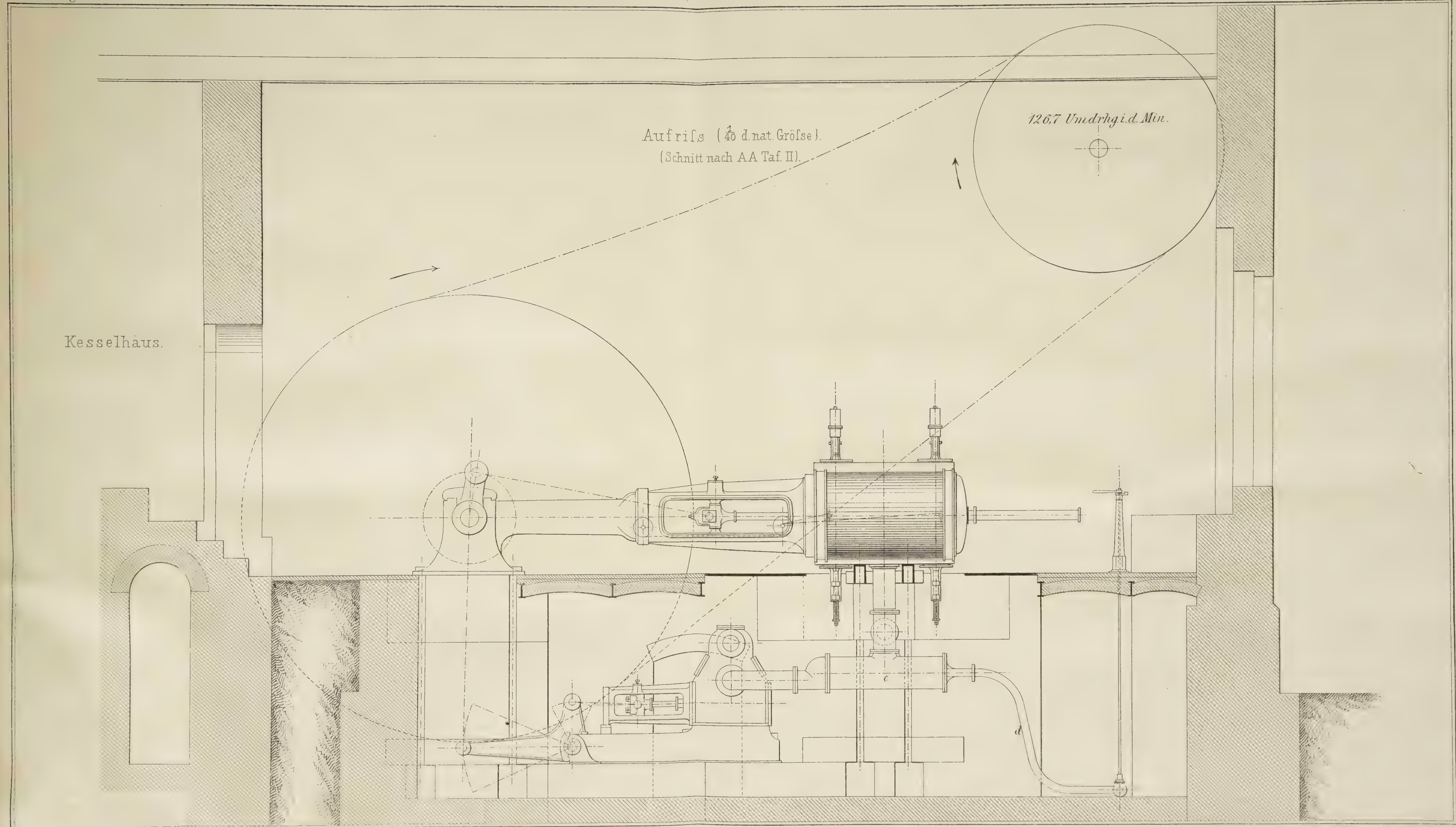
Um den nahe liegenden Vorwurf von uns abzuwenden, dass Tadeln leichter sei als Verbesserungsvorschläge zu finden, sei es gestattet, unsere Ansicht über das bei der Dimensionirung einer Brücke einzuschlagende Verfahren noch kurz darzulegen. Dass es ein Schätzungsverfahren sein müsse, brauchen wir nach dem Obigen nicht weiter auszuführen. Man wird die Schätzung erleichtern und die wünschenswerthe Uebersichtlichkeit des Verfahrens erhöhen, ohne den Werth der Resultate zu beeinträchtigen, wenn man sich daran gewöhnt, die zulässigen Spannungen in Kilogr. pro □^{mm} oder in runden Hundert Kilogr. pro □^{cm} anzugeben. Wer diese Grössen nach Kilogr. pro □^{cm} misst, befindet sich in einer ebenso grossen Selbsttäuschung wie Jemand, welcher von einer Schwarzwälder Uhr die Zeit in Zehntelsecunden abliest. Man wird alsdann selten mehr als drei Gruppen von Constructionstheilen zu unterscheiden haben, z. B. solche, welche mit 5, 6 oder 7^{kg} pro □^{mm} in Anspruch genommen werden dürfen. Die der Zerknickungsgefahr ausgesetzten Theile erfordern selbstverständlich eine besondere Untersuchung. Die Begrenzung jener Gruppen ist von denjenigen Umständen abhängig zu machen, welche einen allgemeinen Einfluss ausüben, also von der Zuverlässigkeit der bei der Berechnung in Anwendung zu bringenden Theorie und von der Qualität des in Aussicht genommenen Materials. Bei Beurtheilung der Qualität kommt vor Allem die Frage in Betracht, ob und in welchem Masse die Bauverwaltung in der Lage sein wird, Gleichmässigkeit und Zuverlässigkeit der Lieferung durch Ueberwachung der Fabrikation und durch Anstellung von Probeversuchen zu sichern. Die Abwägung der bezeichneten Umstände erfordert zwar praktisches Gefühl und theoretische Kenntnisse; da jedoch die Wahl in der Regel zwischen engen Grenzen auszuführen ist, so wird ein grober Irrthum nicht leicht vorkommen. Denn sehr selten wird es nöthig sein, die Inanspruchnahmen der drei Gruppen weiter als auf 6, 5 und 4^{kg} herunterzuschieben, während die obere Grenze durch die Vorschriften der Aufsichtsbehörde auf 8, 7 und 6 oder gar auf 7, 6 und 5^{kg} bestimmt ist.

Um ferner die Eintheilung in die Gruppen auszuführen, schätze man die Constructionstheile nach jedem wichtigen Unterscheidungsgrunde — also nach der Form des Querschnittes, Einfachheit der Verbindungen, Wirkung der Stösse, Grösse der Spannungsschwingungen, Genauigkeit der Berechnung — in drei Klassen ein. Dies ist auch für einen Ungeübten nicht schwierig; denn Jeder wird z. B. eine einfache Verbindung von einer complicirten unterscheiden und im Zweifelsfalle die Mittelklasse wählen können. Schon eine solche Uebersicht wird oft die Eintheilung ermöglichen. Will man gründlicher zu Werke gehen, so lege man jedem Unterscheidungsgrunde ein Schätzungsgewicht bei und addire die Gewichte.

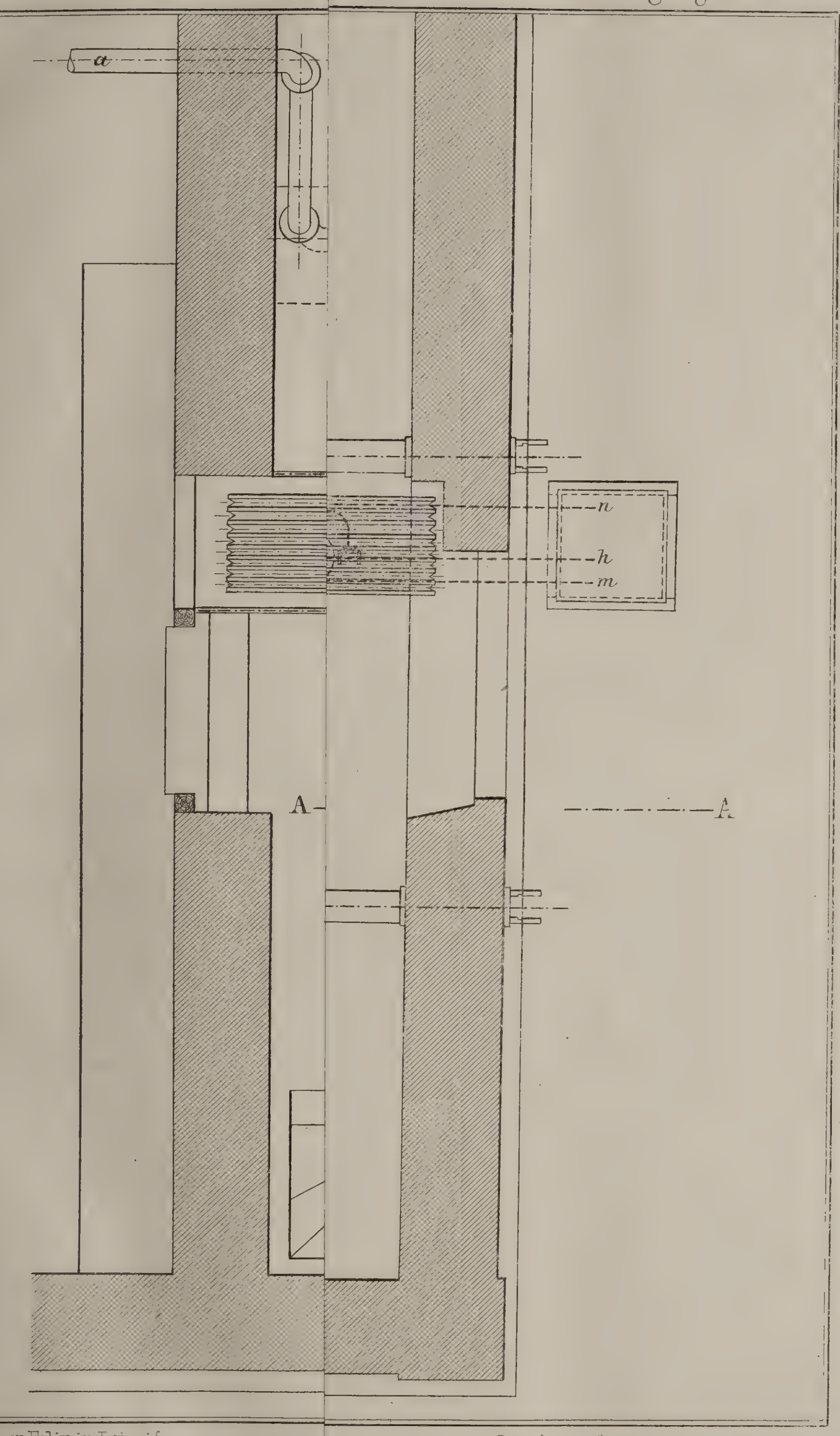
Selbstverständlich wird der erfahrene Constructeur, wie in allen Theilen des Projectes so auch in diesem, zu einem werthvolleren Resultate gelangen als der ungeübte. Aber man wird es nicht als einen Vortheil der empirischen Formel bezeichnen wollen, dass sie Alle zu demselben Irrthume führt. Mit Recht wird man freilich behaupten, dass ein solches Schätzungsverfahren umständlicher sei als die Anwendung einer Formel, weil dasselbe für jeden Theil der Brücke eine wiederholte Anstrengung der Verstandeskräfte des Constructeurs erfordert. Da jedoch das Wöhler'sche Gesetz auf diesem Gebiete eine unbestrittene Gültigkeit noch nicht erlangt hat, so dürfte der bezeichnete Mangel nicht gar zu hoch anzuschlagen sein.



Verlag von Arthur Felix in Leipzig. Lith. Anst. v. Steinmetz & Bornemann, Meißen.



Verlag von Arthur Felix in Leipzig.
Lith. Anst. v. Steinmetz & Bornemann, Meissen.



Verlag von Arthur Felix in Leipzig. Lith. Anst. v. Steinmetz & Bornemann, Meissen.

Grundriſs (in 1/40 d. nat. Gröſse.)

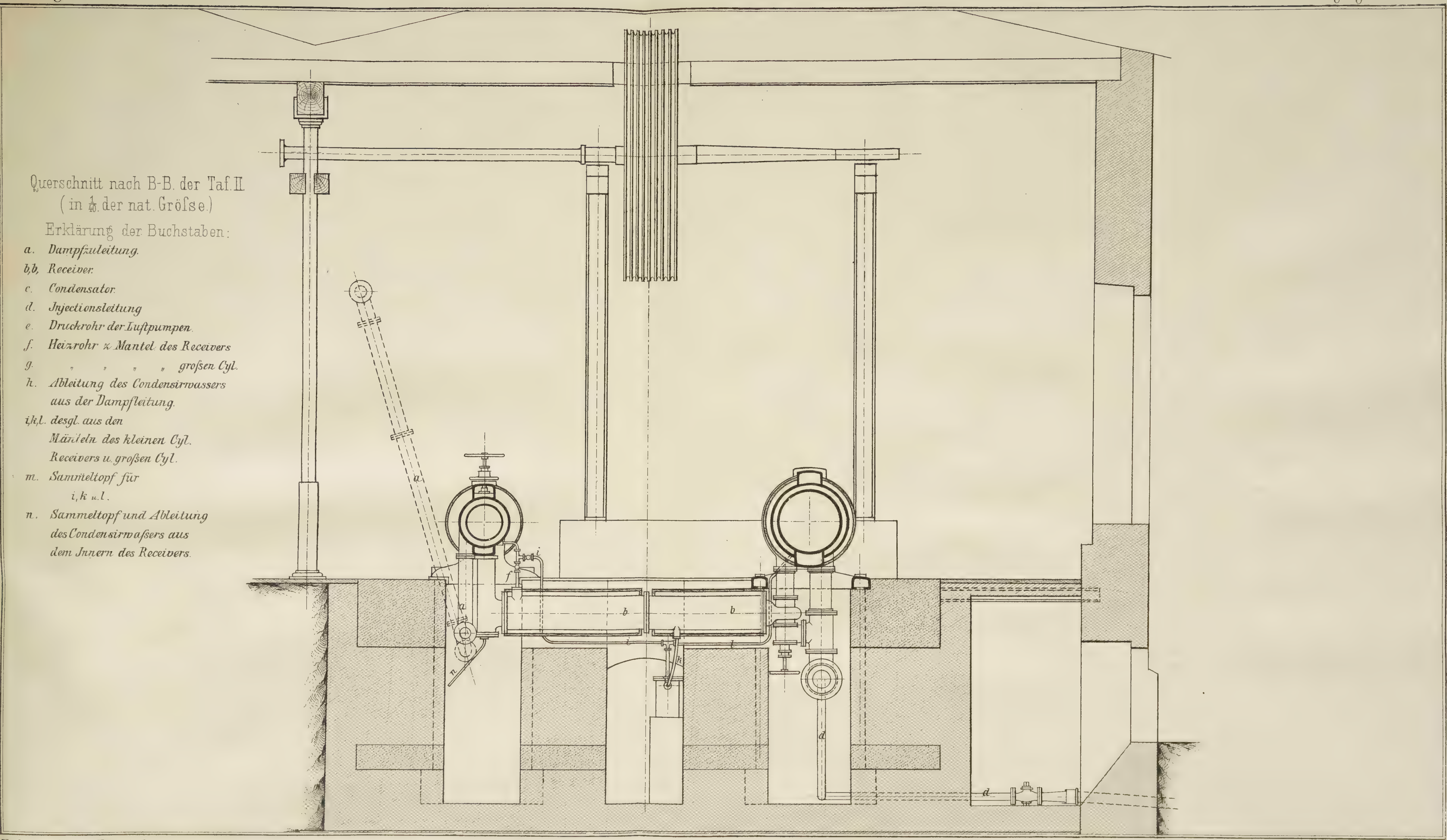
Querschnitt nac
(in $\frac{1}{40}$ der

Erklärung d

a. Dampfzuleitun
b,b, Receiver.
c. Condensator.
d. Injectionsleitu
e. Druckrohr der
f. Heizrohr z. Ma
g. " "
h. Ableitung des
aus der Damp
i,k,l. desgl. aus den
Mänteln des
Receivers u. gr
m. Sammeltopf f
i,k u. l.
n. Sammeltopf
des Condensir
dem Innern d

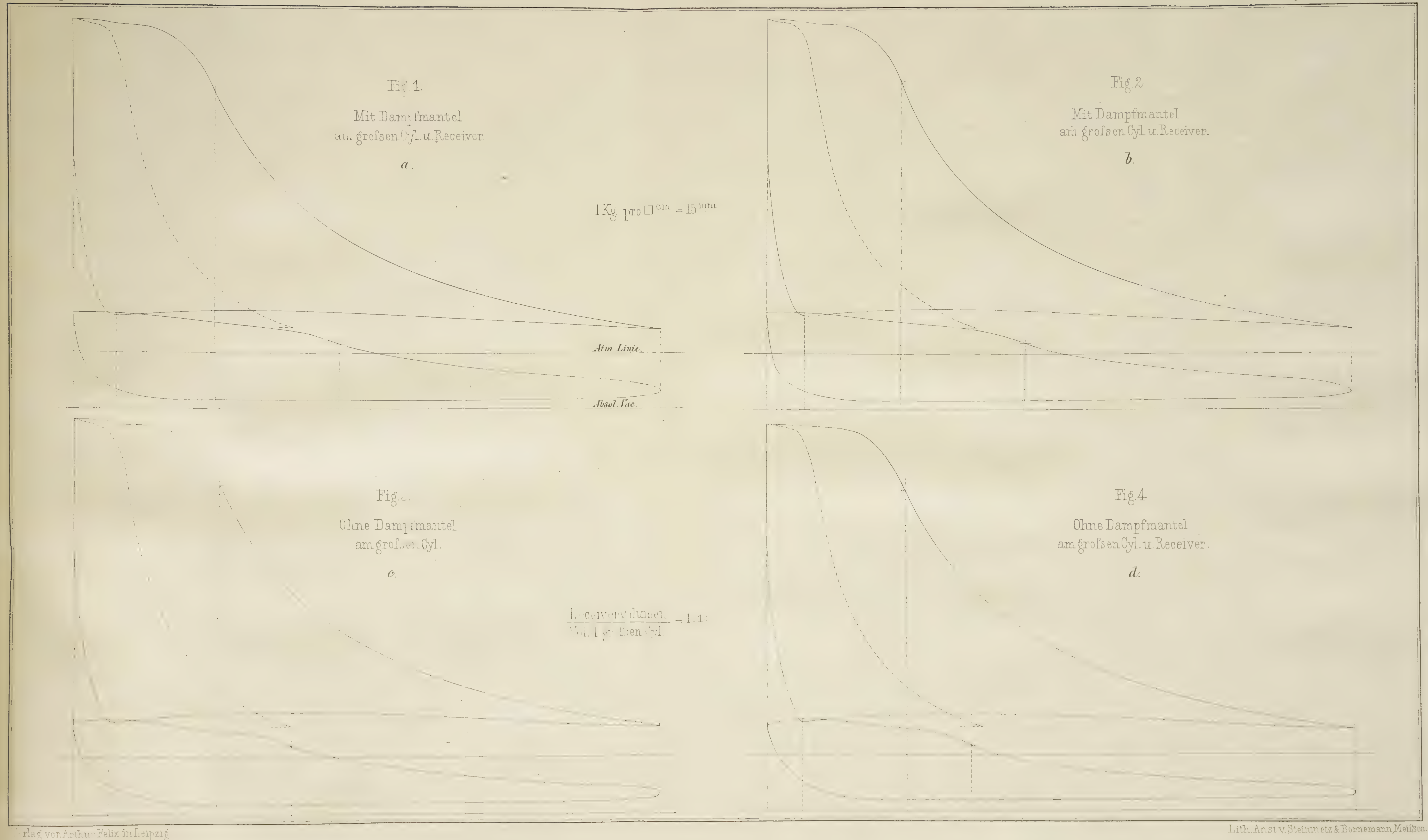
Verlag von Arthur Feli

Lith. Anst. v. Steinmetz & Bornemann. Meißen.



Verlag von Arthur Felix in Leipzig. Lith. Anst. v. Steinmetz & Bornemann, Meissen.

ntel
Receiver.
antel
Receiver



Verlag von Arthur Felix in Leipzig
Lith. Anst. v. Steinmetz & Bornemann, Meifsen.

ntel

t. Receiver.

Atm. Linie

Absol. Vac.

7. *(e)*

8. *(f)*

Verlag von Arthur Felix in Le

Lith. Anst. v. Steinmetz & Bornemann, Meifsen.

Fig. 1.

Ohne Dampfmantel
am grofsen Cylinder.

e.

Fig. 1 u. 2. 1 Kg. pro □cm = 15 mm.
Fig. 3–8. „ „ „ „ „ 20 mm.

$\frac{\text{Receivervolumen}}{\text{Vol. d. grofsen Cyl.}} = 0,803.$

Fig. 2.

Mit Dampfmantel
am grofsen Cyl. u. Receiver.

f.

Atm. Linie

Absol. Vac.

Fig. 3. (a.)

Fig. 5. (c)

Gegendrucklinie im kleinen Cyl.

Mitte d. Hub
d. kleinen Cyl.

Fig. 7. (e)

Fig. 4. (b)

Fig. 6. (d)

Fig. 8. (f)

Verlag von Arthur Felix in Leipzig.

Lith. Anst. v. Steinmetz & Bornemann, Meifsen.

Calorimetrische Untersuchung einer Compoundmaschine.

Von

M. Schröter,

Professor der theoretischen Maschinenlehre an der königl. technischen Hochschule zu München.

(Hierzu Tafel I — V.)

Der Gegenstand der nachfolgenden Untersuchung ist eine im Herbste 1879 von der Maschinenfabrik Augsburg der dortigen Kammgarnspinnerei gelieferte Compoundmaschine von 150^{PS} indicirter Normalleistung, an welcher im April 1880 unter Mitwirkung des Verfassers eine grössere Versuchsreihe ausgeführt wurde, deren auf gewissenhaftester Beobachtung beruhende Ergebnisse demselben zur wissenschaftlichen Bearbeitung und Veröffentlichung von der genannten Maschinenfabrik freundlichst zur Disposition gestellt wurden.

Möchten doch auch andere Maschinenfabriken, unterstützt durch das Entgegenkommen ebenso einsichtsvoller Maschinenbesitzer, diesem Beispiele folgen; denn darüber herrscht ja unter den Vertretern der Wissenschaft wie unter den Männern der Praxis wohl kein Zweifel, dass durch möglichst exacte Ausführung und richtige Interpretirung einer grossen Anzahl von Versuchen beide Theile nur gewinnen können — die Wissenschaft, indem sie den wirklichen Arbeitsprocess der Maschinen immer genauer kennen lernt und dadurch in Stand gesetzt wird, ihre Regeln auf reelle Grundlagen zu stützen, und die Praxis, indem sie durch die geläuterte Theorie immer mehr vor Fehlern bewahrt wird, die ihr häufig theuer zu stehen kommen. Gerade in unseren Tagen, wo die Compoundmaschine in erstaunlich raschem Siegeslaufe sich den Markt erobert hat und beinahe schon „Mode“ geworden ist, thut es Noth, bei Zeiten nicht nur ihre Vorzüge, sondern auch die Grenzen ihrer Anwendbarkeit erfahrungsgemäss festzustellen, um vor Ueberstürzungen zu bewahren.

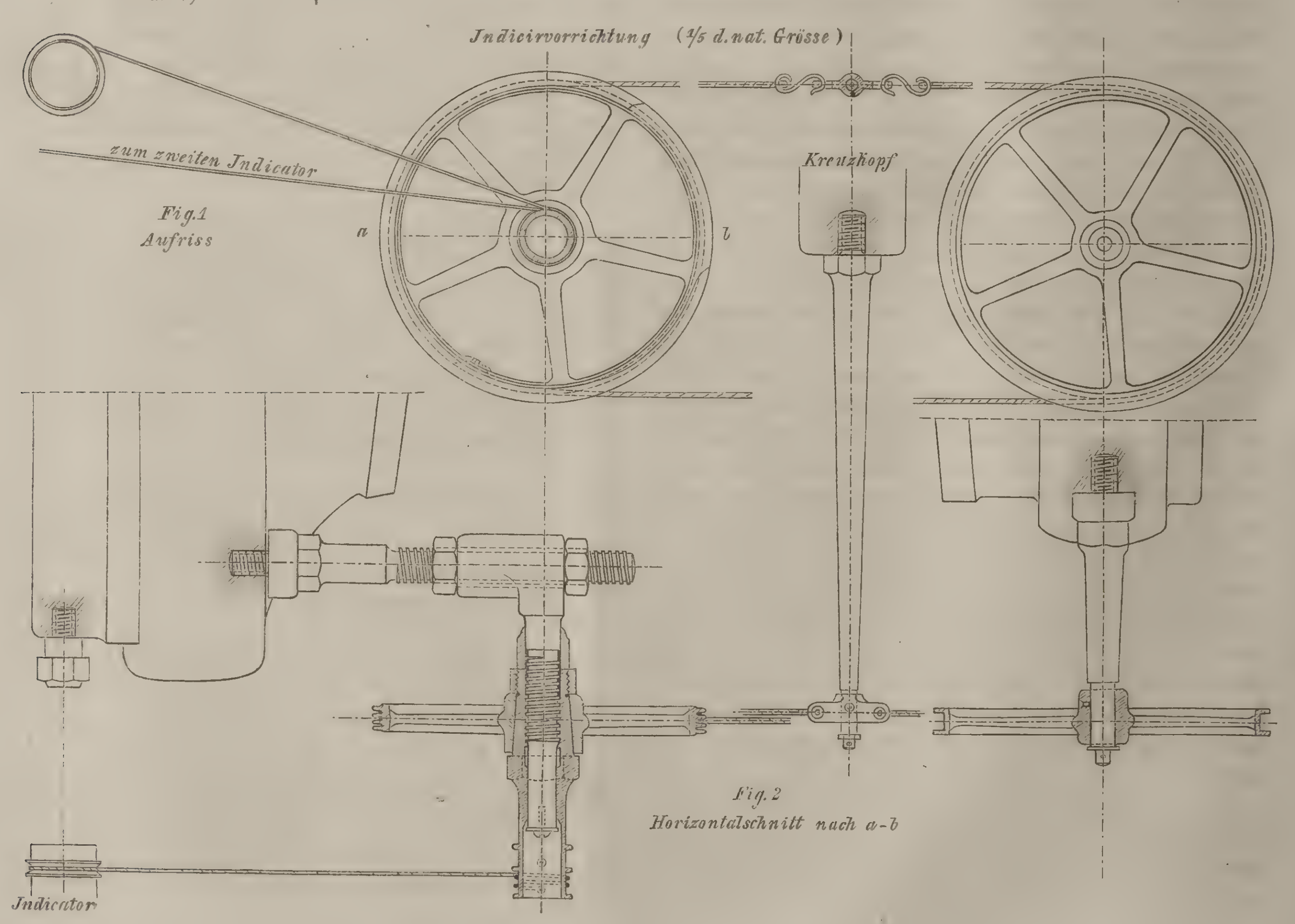
Bei den in Rede stehenden Versuchen war es nun hauptsächlich darauf abgesehen, den Einfluss einer äusseren Heizung des Receivers und grossen Cylinders mit Kesseldampf kennen zu lernen, sowie zu untersuchen, innerhalb welcher Grenzen die Grösse des Receivers von nennenswerthem Einflusse auf das ökonomische Resultat sei. Freilich sind dies nicht die einzigen Punkte, welche einer experimentellen Aufklärung bedürfen; allein wenn die Dauer der einzelnen Versuche nicht so kurz werden sollte, dass das Resultat nicht mehr als mittleres gelten konnte, so war im Programme nichts mehr unterzubringen und ausserdem weiss ein Jeder, der einmal eine fünftägige Versuchsreihe mitgemacht hat, dass die Zuverlässigkeit der Beobachtungen über ein gewisses Maass hinaus rasch abnimmt.

Die Disposition der Maschine ist aus dem auf Tafel I, II und III gegebenen Aufriss, Grundriss und Querschnitt in $^1/_{40}$ der natürlichen Grösse vollkommen deutlich zu entnehmen; die Steuerung ist an beiden Cylindern eine Sulzer'sche Ventilsteuerung, am kleinen Cylinder vom Regulator beherrscht, am grossen von Hand verstellbar. Die wesentlichen Dimensionen sind im Folgenden zusammengestellt.

	Kleiner Cylinder.	Grosser Cylinder.
Kolbendurchmesser	$370{,}00^{mm}$	$611{,}66^{mm}$
Hub	$950{,}00^{mm}$	$951{,}00^{mm}$
Kolbenstangendurchmesser	$74{,}5^{mm}$ (eins.)	$74{,}5^{mm}$ (durchg.)
Vom Kolben beschriebenes Volumen	vorn $98{,}00^{cbdm}$ hinten $102{,}14$ „ Mittel $100{,}07^{cbdm}$	$275{,}30^{cbdm}$
Cylinderverhältniss	1	zu 2,75

	Kleiner Cylinder.	Grosser Cylinder.
Nutzb. Kolbenfl. $\square^{cm} \times$ Hub^m / 60.75	vorn 0,21778 hinten 0,22699	0,61178
Schädlicher Raum	4,3 Proc.	3,1 Proc.
Receivervolumen (excl. schädl. Raum)	327^{cbdm}	
Receivervolumen / Volumen d. gr. Cylinders	1,19	
Mittlere Tourenzahl pro Minute während der Versuche	71,29	
Mittlere Kolbengeschwindigkeit	2,26^m	
Gesammtexpansion (Verhältniss von End- und Anfangsvolumen mit Berücksichtigung der schädlichen Räume)	13- bis 14fach	

Wie aus dem Querschnitte auf Tafel III hervorgeht, ist nur der Mantel des kleinen Cylinders mit circulirendem Dampfe geheizt, während die Mäntel des Receivers und grossen Cylinders einfach durch Abzweigungen mit der Dampfleitung in Verbindung stehen, so dass eine Ausschaltung dieser beiden letzteren sehr einfach bewerkstelligt werden konnte. Der Mantel des kleinen Cylinders liess sich ohne erhebliche Aenderungen nicht umgehen, obwohl es nicht ohne Interesse gewesen wäre, die Wirkung desselben unter den gegenüber einer eincylindrigen Maschine doch wesentlich veränderten Verhältnissen zu studiren. Man musste sich darauf beschränken, die Mäntel am Receiver und grossen Cylinder entweder mit Kesseldampf oder gar nicht zu heizen, da leider die Disposition der Maschine nicht gestattete, den Versuch auch noch dahin abzuändern, dass man, wie es manchmal geschieht, den Dampf aus dem Receiver zuerst in den Mantel des grossen Cylinders und von da erst in den letzteren selbst strömen liess. Damit hätte an einer und derselben Maschine die Streitfrage entschieden werden können, ob es un-



rationell ist, einen Cylinder mit bedeutend höher gespanntem Dampfe zu heizen, als der innerhalb desselben herrschenden Maximalspannung entspricht — eine Frage, die ihre Lösung gewiss nicht durch Deduction, sondern nur durch das Experiment finden wird.

Die Basis einer jeden Dampfmaschinenuntersuchung bilden die Indicatordiagramme, auf deren Zuverlässigkeit alles weitere aufgebaut wird; das Interesse des Fachmannes wendet sich daher in erster Linie diesem Spiegelbilde der Dampfarbeit zu. Die Genauigkeit der Diagramme hängt, abgesehen vom Indicator selbst und der Geschicklichkeit und Routine des Experimentators, in hohem Grade von der Zuverlässigkeit und Richtigkeit der Vorrichtung ab, durch welche die Proportionalität zwischen Kolbenhub der Maschine und Weg des Papiercylinders hervorgebracht wird. Die (von der Maschinenfabrik Augsburg seit längerer Zeit adoptirte) Hubreduction ist auf vorstehendem Holzschnitt in Fig. 1 und 2 in $^1/_5$ der natürlichen Grösse dargestellt und kann allen Interessenten auf's Wärmste empfohlen werden. Die sonst gebräuchlichen Federn, Gummischläuche u. s. w. zur Zurückführung der Reductionsrolle sind hier in einfachster Weise dadurch vermieden, dass gewissermaassen ein kleiner Seiltrieb angeordnet ist, der durch den Kreuzkopf bald in der einen, bald in der andern Richtung angetrieben wird; da die Spannung der Treibschnur durch die Montage der einen Rolle auf einer Schraubenspindel beliebig regulirt werden kann (während des Ganges), so hat man es ganz in der Hand, jedes Schlagen der Rollen bei der Bewegungsumkehr zu vermeiden. Ausserdem ist auch noch dafür gesorgt, dass die Schnur, die zum Indicator führt, immer richtig auf die Papiertrommel aufläuft — dadurch, dass die Nabe der einen Rolle die Mutter einer Schraube bildet, welche mit den am Umfange der Rolle selbst eingeschnittenen Schraubengängen gleiche Ganghöhe hat —, und so bildet der Apparat eine ebenso einfache als absolut richtig functionirende Vorrichtung, welche kein Dampfmaschinenbesteller versäumen sollte, gleich mit der Maschine liefern zu lassen. Bis zu $2{,}6^{m}$ Kolbengeschwindigkeit habe ich die Zuverlässigkeit der Einrichtung kürzlich erprobt. Die Längen der Diagramme waren auch in der That fast absolut constant und während der ganzen Versuchsdauer kam nicht die geringste Störung vor.

Mit Rücksicht auf die sonstige Durchführung der Versuche sei mir gestattet, auf den Abdruck eines darüber veröffentlichten, vorläufigen Berichtes in Dingler's Journal, Bd. 237, S. 337 ff. zu verweisen und mich hier auf die Bemerkung zu beschränken, dass sämmtliche Daten, auf welche die calorimetrische Berechnung basirt ist, durch doppelte Beobachtung gewonnen und als vollkommen zuverlässig zu betrachten sind. Zur Orientirung nur so viel, dass im Ganzen unter fünf verschiedenen Modalitäten gearbeitet wurde, und zwar:

a) Den 6. April } mit Mantel am Receiver und grossen
b) „ 7. „ } Cylinder, je zwölf Stunden;
c) „ 8. „ ohne Mantel am grossen Cylinder, 12 Stunden;
d) „ 5. „ ohne Mantel am grossen Cylinder und Receiver, 6 Stdn. Nachm.;
e) „ 9. „ mit verkleinertem Receiver, sonst wie sub c), 6 Stunden Vorm.;
f) „ 9. „ mit verkleinertem Receiver, sonst wie sub a) und b), 6 Stdn. Nachm.

(Die Buchstabenbezeichnung ist auch ferner beibehalten.)

Zum Behufe einer wissenschaftlichen Verwerthung solcher Versuche muss stets vor allem das „mittlere Diagramm" hergestellt werden, im vorliegenden Falle also deren zwei für den grossen und kleinen Cylinder. Pro Tag ergaben sich auf jeder Cylinderseite 12 . 4 = 48 Diagramme, im Ganzen also 192, resp. 96 bei halbtägigem Versuche; um ein möglichst verlässliches Bild der mittleren Dampfwirkung zu erhalten, wurde die Länge eines jeden Diagrammes in 20 gleiche Theile getheilt und an den Stellen, wo es erforderlich schien, sogar noch Vierzigstel eingeschaltet, in jedem Theilpunkte die Ordinatenhöhe in Millimeter über oder unter der atmosphärischen Linie gemessen und die erhaltenen Zahlen tabellarisch zusammengestellt. Für jede Abscisse musste dann die zugehörige mittlere Ordinate — bei zwölfstündigem Versuche aus 48, bei sechsstündigem aus 24 Einzelwerthen resultirend — berechnet werden; dieselben wurden auf Kilogr. pro $\square^{cm}$ reducirt und endlich noch das arithmetische Mittel aus den auf der Vorder- und Hinterseite erhaltenen Spannungen genommen. Die Ergebnisse dieser langwierigen Rechnung sind in der folgenden Tabelle zusammengestellt; ausser den Ordinaten wurde auch noch in jedem einzelnen Diagramme der Beginn der Expansion und Compression nach Abscisse und Ordinate markirt und erstere in Procenten des Hubes berechnet; die Mittel aus diesen Zahlen sind gleichfalls im Folgenden tabellarisch zusammengestellt.

Damit liessen sich nun für die einzelnen Versuchstage die mittleren Diagramme construiren und zwar geschah dies in grossem Maassstabe — 1^{kg} pro $\square^{cm}$ = 20^{mm}, Basislänge 200^{mm} —, und es darf wohl als ein Beweis für den vorzüglichen Beharrungszustand angesehen werden, dass die Auftragung der Rechnungs-

resultate ohne irgend welche corrigirende Nachhilfe die Curven ergiebt, von welchen auf Taf. IV, Fig. 1 bis 4, und Taf. V, Fig. 1 und 2, Reproductionen in kleinerem Maassstabe gegeben sind.

Tabelle der Mittelwerthe der Dampfspannungen
in Kilogr. pro □^cm von der atmosphärischen Linie aus gerechnet.

Abscissen in Proc. d. Hubes.	a		b		c		d		e		f	
	kleiner Cylinder.	grosser Cylinder.	kleiner Cylinder.	grosser Cylinder.	kleiner Cylinder.	grosser Cylinder	kleiner Cylinder.	grosser Cylinder.	kleiner Cylinder.	grosser Cylinder.	kleiner Cylinder.	grosser Cylinder.
0,00	5,68 3,20	0,694 0,665	5,75 4,23	0,727 0,727	5,81 4,27	0,619 0,494	5,71 3,78	0,502 0,351	5,83 4,30	0,720 0,530	5,78 4,34	0,843 0,843
0,025	5,68 1,50	0,695 — 0,302	5,75 1,56	0,722 — 0,326	5,81 1,51	0,640 — 0,127	5,71 1,41	0,581 — 0,130	5,83 1,55	0,731 — 0,118	5,78 1,71	0,840 — 0,277
0,05	5,67 0,740	0,688 0,537	5,74 0,770	0,715 0,555	5,81 0,749	0,644 0,404	5,70 0,649	0,592 0,407	5,81 0,712	0,730 0,398	5,77 0,848	0,834 0,520
0,075		0,677 0,656		0,703 0,670		0,636 0,547		0,588 0,560		0,716 0,554		0,818 0,645
0,10	5,60 0,625	0,656 0,728	5,69 0,673	0,682 0,735	5,72 0,635	0,619 0,648	5,65 0,579	0,573 0,653	5,74 0,673	0,686 0,650	5,71 0,758	0,790 0,720
0,125		0,627 0,776		0,654 0,783		0,598 0,711		0,562 0,724		0,647 0,713		0,754 0,771
0,15	5,53 0,663	0,598 0,811	5,60 0,716	0,625 0,814	5,67 0,674	0,563 0,762	5,57 0,616	0,536 0,770	5,66 0,731	0,609 0,762	5,63 0,816	0,716 0,808
0,175		0,575 0,827		0,595 0,833		0,534 0,795		0,508 0,790		0,571 0,800		0,678 0,833
0,20	5,10 0,695	0,547 0,836	5,22 0,745	0,565 0,846	5,32 0,717	0,484 0,814	5,19 0,651	0,478 0,794	5,31 0,792	0,532 0,826	5,28 0,864	0,640 0,844
0,25	4,20 0,717	0,492 0,841	4,16 0,758	0,509 0,852	4,53 0,742	0,450 0,821	4,31 0,666	0,421 0,796	4,38 0,845	0,462 0,840	4,31 0,907	0,562 0,850
0,30	3,40 0,721	0,439 0,841	3,42 0,758	0,459 0,851	3,59 0,748	0,378 0,822	3,47 0,672	0,324 0,796	3,48 0,852	0,375 0,840	3,46 0,911	0,492 0,850
0,35	2,81 0,724	0,385 0,841	2,79 0,753	0,403 0,851	2,97 0,742	0,277 0,822	2,84 0,671	0,131 0,794	2,89 0,852	0,209 0,839	2,85 0,910	0,418 0,849
0,40	2,39 0,721	0,302 0,838	2,38 0,735	0,309 0,848	2,53 0,748	0,081 0,820	2,44 0,670	— 0,040 0,792	2,46 0,847	0,019 0,837	2,43 0,893	0,300 0,846
0,45	2,01 0,701	0,144 0,835	2,02 0,721	0,136 0,844	2,15 0,742	— 0,055 0,817	2,05 0,667	— 0,124 0,787	2,08 0,842	— 0,083 0,833	2,05 0,871	0,121 0,843
0,50	1,74 0,685	0,0025 0,830	1,73 0,703	0,004 0,838	1,85 0,726	0,122 0,816	1,77 0,655	0,208 0,783	1,80 0,824	0,159 0,829	1,79 0,851	— 0,004 0,840
0,55	1,49 0,651	— 0,084 0,825	1,50 0,672	— 0,088 0,834	1,60 0,704	0,206 0,812	1,52 0,637	0,282 0,780	1,56 0,802	0,238 0,825	1,56 0,802	0,072 0,836
0,60	1,31 0,632	0,150 0,821	1,31 0,648	0,157 0,829	1,41 0,686	0,265 0,808	1,33 0,617	0,332 0,777	1,37 0,773	0,298 0,821	1,36 0,778	0,152 0,831
0,65	1,13 0,603	0,220 0,816	1,15 0,621	0,224 0,824	1,24 0,659	0,317 0,801	1,15 0,595	0,379 0,772	1,20 0,738	0,345 0,817	1,19 0,735	0,222 0,826

Abscissen in Proc. d. Hubes.	a		b		c		d		e		f	
	kleiner Cylinder.	grosser Cylinder.	kleiner Cylinder.	grosser Cylinder.	kleiner Cylinder.	grosser Cylinder.	kleiner Cylinder.	grosser Cylinder.	kleiner Cylinder.	grosser Cylinder.	kleiner Cylinder.	grosser Cylinder.
0,70	0,991 0,574	0,272 0,810	0,992 0,594	0,277 0,817	1,10 0,633	0,363 0,798	1,02 0,566	0,417 0,767	1,07 0,699	0,390 0,814	1,04 0,695	0,276 0,818
0,75	0,874 0,546	0,319 0,803	0,886 0,566	0,325 0,809	0,953 0,607	0,402 0,792	0,889 0,540	0,449 0,763	0,954 0,659	0,428 0,808	0,926 0,656	0,324 0,813
0,80	0,764 0,516	0,361 0,795	0,776 0,535	0,367 0,800	0,842 0,579	0,435 0,786	0,798 0,515	0,475 0,758	0,826 0,625	0,457 0,801	0,811 0,618	0,365 0,805
0,85	0,662 0,490	0,398 0,785	0,670 0,507	0,404 0,789	0,728 0,555	0,464 0,776	0,682 0,496	0,497 0,750	0,720 0,584	0,486 0,792	0,711 0,577	0,402 0,792
0,90	0,569 0,468	0,435 0,771	0,581 0,484	0,439 0,773	0,657 0,532	0,492 0,765	0,592 0,463	0,520 0,740	0,629 0,548	0,513 0,780	0,627 0,541	0,438 0,777
0,95	0,505 0,445	0,496 0,747	0,499 0,460	0,499 0,754	0,591 0,520	0,534 0,743	0,516 0,473	0,556 0,725	0,549 0,511	0,563 0,761	0,534 0,507	0,502 0,753
1,00	0,442	0,653	0,443	0,657	0,506	0,651	0,463	0,648	0,484	0,683	0,471	0,659

Tabelle der Füllungs- und Compressionsgrade.

	Kleiner Cylinder						Grosser Cylinder					
	a	b	c	d	e	f	a	b	c	d	e	f
Beginn der Expansion in Theilen des Hubes	0,238	0,232	0,243	0,239	0,245	0,246	0,448	0,444	0,370	0,348	0,360	0,431
Zugehöriger Druck in Kilogr. über der atmosphärischen Linie	4,50	4,66	4,67	4,58	4,50	4,45	0,151	0,175	0,173	0,141	0,167	0,185
Beginn der Compression in Theilen des Hubes	0,930	0,936	0,939	0,941	0,936	0,936	0,789	0,775	0,786	0,820	0,770	0,789
Zugehöriger Druck in Kilogr. über der atmosphärischen Linie	0,606	0,657	0,628	0,558	0,644	0,733	0,841	0,852	0,822	0,796	0,840	0,850

Was zunächst die letztere Zusammenstellung betrifft, so rührt die Verschiedenheit der Füllung in den Fällen c, e, f gegenüber a, b, d davon her, dass am dritten Tage (Fall b) bemerkt wurde, dass die Holzverkeilung des an sämmtlichen Versuchstagen ausser Thätigkeit gesetzten Regulators sich gesetzt hatte. Dieselbe wurde durch eiserne Zwischenlagen ersetzt und dabei unabsichtlich die Füllung etwas erhöht; der Unterschied ist jedoch so gering, dass die Vergleichbarkeit der Resultate dadurch in keiner Weise gestört wird. Ausserdem dürfte noch die Angabe von Interesse sein, dass die Füllungsgrade, welche die Maschine bei langsamer Drehung des Schwungrades anzeigte, für die ersten Tage am kleinen Cylinder im Mittel 0,114, für die letzten 0,119 waren gegenüber 0,236 resp. 0,245 aus den Diagrammen; im grossen Cylinder 0,239 gegenüber 0,400 im Mittel! Ueberhaupt liefern die Versuchsresultate von neuem den Beweis, wenn es dessen überhaupt noch bedürfte, dass die Mühen, welche viele Constructeure auf Erreichung einer sogenannten „schönen" Admissionslinie im Diagramm verwenden, besser anderen Punkten zugewendet würde, und ich spreche gewiss die Ansicht vieler Fachgenossen aus, wenn ich die Zeit als nicht mehr fern betrachte, wo man eine gute Schiebersteuerung allen modernen Präcisionssteuerungen wieder vorziehen wird.

Die Diagramme des Hochdruckcylinders sind, wie die Zahlen der Tabelle und die Zeichnung lehren, nahe identisch, abgesehen von der bei Fall e) und f) durch die Verkleinerung des Receivers bedingte Er-

höhung der Vorderdampfspannung — die veränderten Umstände des Betriebes zeigen sich aber sehr charakteristisch am grossen Cylinder. Die Füllung desselben wurde stets so gestellt, dass im kleinen Cylinder die scharfe Spitze erschien, indem man von der Ansicht ausging, dass die Maschine unter allen Umständen relativ am günstigsten arbeiten werde, wenn der Spannungsabfall zwischen kleinem Cylinder und Receiver vermieden sei. Diese Ansicht experimentell zu bestätigen, fehlte die Zeit; dagegen habe ich kürzlich bei Untersuchung einer Compoundmaschine von 300^{PS} Gelegenheit gehabt, zwei Versuche durchzuführen, unter sonst absolut gleichen Umständen, nur das eine Mal mit, das andere Mal ohne Spannungsabfall; letzterer ergab ein um 12 Proc. günstigeres Resultat und dabei war der Abfall durchaus kein bedeutender!

Um die charakteristischen Differenzen in den einzelnen Fällen recht anschaulich zu machen, habe ich in sämmtlichen Figuren die Diagramme des Hochdruckcylinders nach Rankine auf die Fläche des grossen Cylinders durch Verkleinerung der Abscissen im Verhältniss von 1 zu 2,75 reducirt — ein Blick auf die Zeichnung ergiebt sofort, dass unter normalen Verhältnissen, d. h. bei geheiztem Receiver und grossem Cylinder, die Expansionscurven beider Cylinder der theoretischen Forderung entsprechen, als Expansionscurve einer äquivalenten eincylindrigen Maschine von der Grösse des Niederdruckcylinders zu erscheinen, während in den anormalen Fällen c, d und e ein ganz bedeutender Abfall sich im grossen Cylinder bemerkbar macht. Die Ursache dieser Differenz liegt zunächst in der bei nicht geheiztem Receiver und grossem Cylinder eintretenden Spannungsdifferenz zwischen Vorderdampf des kleinen und Hinterdampf des grossen Kolbens in dem Momente, wo letzterer seinen Hub beginnt. Um diesen Umstand klar hervortreten zu lassen, empfiehlt es sich, nach Prof. G. Schmidt die Diagramme so übereinander zu stellen, wie es in den Figuren 3—8 auf Tafel V geschehen ist (dabei ist ein etwas grösserer Maassstab — 1^{kg} pro $\square^{cm} = 20^{mm}$ — zur Anwendung gekommen). Der numerische Werth dieser Druckdifferenz ergiebt sich übrigens aus der oben S. 19 mitgetheilten Tabelle, aus welcher folgende Zusammenstellung entnommen ist:

	a	b	f	c	d	e
Spannung im kleinen Cylinder bei 0,5 des Hubes in Kilogr. pro $\square^{cm}$ über der Atm.	0,685	0,703	0,851	0,726	0,655	0,824
Spannung im grossen Cylinder im todten Punkte in Kilogr. pro $\square^{cm}$ über der Atm.	0,694	0,727	0,843	0,619	0,502	0,720
Spannungsdifferenz	+ 0,011	+ 0,024	— 0,008	— 0,107	— 0,153	— 0,104

Die kleinen positiven Werthe sind natürlich auf Rechnung des Umstandes zu setzen, dass gerade die erste Ordinate der Diagramme wegen der Oscillationen der Indicatorfedern nicht so sicher zu bestimmen ist, wie die späteren; man darf ohne weiteres die Spannungsdifferenz in den drei ersten Fällen = 0 annehmen, und bedenkt man nun den Einfluss, den eine um $0,1^{kg}$ geringere Anfangsspannung auf den ganzen weiteren Verlauf des Diagrammes hat, so ergiebt sich leicht die Wichtigkeit der Regel, bei einer Compoundmaschine alles aufzubieten, um keinen Druckverlust zwischen kleinem und grossem Cylinder im todten Punkte des letzteren eintreten zu lassen.

Da die Diagramme das Mittel aus vorn und hinten repräsentiren, so eliminirt sich bezüglich der relativen Stellung beider Kolben der Einfluss der endlichen Länge der Schubstange; es entspricht also dem todten Punkte des einen genau Mitte Hub beim andern. Dagegen würde man sehr irren, wenn man annehmen wollte, die Spannungsdifferenz zwischen dem Vorderdampf des kleinen und dem Hinterdampfe des grossen Cylinders in dem Momente, wo in ersterem die Compression beginnt, sei durch die zu dieser Abscisse (des Hochdruckdiagrammes) gehörige Ordinate des Niederdruckdiagrammes bestimmt (in Fig. 5, Taf. V, mit δ bezeichnet). Wegen der sehr verschiedenen Geschwindigkeiten des grossen und kleinen Kolbens erhält man vielmehr (auch wieder ohne Berücksichtigung der endlichen Schubstangenlänge) die punktirt eingetragene Curve als die Darstellung der auf die Abscissen des Hochdruckdiagrammes bezogenen Spannungen im Niederdruckcylinder und ersieht daraus die Geringfügigkeit des Verlustes (siehe δ_1 in Fig. 5); man könnte ihn vielleicht durch entsprechende Wahl der Durchgangsquerschnitte noch etwas herabziehen — ganz zu vermeiden ist er nicht.

	a	b	f	c	d	e
Spannungsdifferenz zwischen kleinem und grossem Cylinder bei Beginn der Compression in ersterem	0,12	0,15	0,17	0,19	0,16	0,22

Die mittleren Diagramme von c) und d), verglichen mit denjenigen der Fälle a) und b), lehren schon deutlich genug, wie sehr man sich hüten muss, ohne ganz sichere erfahrungsmässige Grundlage allgemeine Gültigkeit für Behauptungen ex cathedra zu beanspruchen, wie man sie in dem neuesten Werke von Prof. v. Reiche über Dampfmaschinen findet; daselbst steht S. 29 gesperrt gedruckt:

„Folglich ist falsch, den grossen Cylinder einer Woolf'schen Maschine oder einer Compoundmaschine mit frischem Kesseldampfe zu heizen. Der erstere soll vielmehr nur sorgfältig vor Abkühlung geschützt und der letztere soll mit dem aus dem kleinen Cylinder ausströmenden Dampf geheizt werden, soll sich also innerhalb des Receivers befinden."

Einen ganz klaren Einblick in den Zusammenhang von Ursache und Wirkung gewährt aber erst die calorimetrische Untersuchungsmethode, welche, gestützt auf die Grundsätze der mechanischen Wärmetheorie, den Arbeitsprocess der Dampfmaschine in einem ganz neuen Lichte betrachten lehrt. Die Methode selbst darf ich wohl als bekannt voraussetzen, nachdem Prof. G. Schmidt durch seine lichtvollen Referate über die einschlägigen Arbeiten Hallauer's in Dingler's Journal[1]) dieselbe dem deutschen technischen Publicum zugänglicher gemacht hat. Bekanntlich sind die Ergebnisse der calorimetrischen Analyse um so zuverlässiger, je geringer die Verluste durch Undichtheiten der Steuerorgane und des Kolbens sind, indem eine Hauptstütze der Rechnung in der Annahme liegt, dass die stets vorhandene Differenz zwischen beobachtetem und berechnetem Dampfverbrauch ihren einzigen Grund in Condensationen während der Admissionsperiode habe; übrigens ist man im Stande, nach einer von Hirn herrührenden Methode wenigstens einen oberen Grenzwerth für etwa vorhandene Verluste durch Undichtheiten zu berechnen.[2]) Bei neuen Maschinen von der vorzüglichen Ausführung der in Rede stehenden sind dieselben stets gering. In der Messung der von der Luftpumpe ausgeworfenen Wassermenge im Vereine mit der Temperaturerhöhung des Einspritzwassers liefert die Methode eine werthvolle Controle über die Richtigkeit der Speisewassermessung, indem nach dem ersten Hauptsatze der Wärmetheorie die im Condensator vorgefundene Wärmemenge, vermehrt um das Aequivalent der geleisteten Arbeit und die durch Leitung und Strahlung verlorene Wärme, gleich der zugeführten Wärmemenge sein muss.

Bei den Versuchen wurde nun zwar eine Messung des aus dem Condensator kommenden Wassers durchgeführt, allein mit einer ungenügenden Einrichtung, so dass das Resultat zur Verification der Speisewassermessung unbrauchbar ist; wir können aber darauf um so eher verzichten, als in der äusserst sorgfältigen Bestimmung des mittleren Diagrammes und in der doppelten Controle der Speisewassermessung alle wünschenswerthe Garantie geboten ist, dass die Resultate der calorimetrischen Berechnung denjenigen Grad von Genauigkeit erreichen, welcher von solchen Versuchen im Grossen zu erwarten ist, wenn sie nicht von Experimentatoren ersten Ranges, denen die Erfahrung und das Geschick eines Hallauer zu Gebote stehen, durchgeführt werden.

Im Folgenden gebe ich nun, ganz im Anschlusse an die von Prof. G. Schmidt eingeführte Bezeichnungs- und Darstellungsweise, die Ergebnisse meiner Rechnung. Zunächst wurden den mittleren Diagrammen die Dampfspannungen und Volumina an den charakteristischen Punkten des Hubes entnommen; zu den Angaben der Indicatorfedern — deren Scalen natürlich vorher und nachher auf's Sorgfältigste unter Dampfdruck durch Vergleichung mit einem offenen Quecksilbermanometer, resp. unter der Luftpumpe mit einem Quecksilbervacuummeter im Laboratorium für Maschinenlehre der k. technischen Hochschule zu München verificirt worden waren — kam die Spannung der Atmosphäre hinzu, welche nach Angabe des Barometers an allen Versuchstagen $0{,}97^{kg}$ pro $\square^{cm}$ betrug. Die entsprechenden Werthe von q, ϱ, Apu, γ sind der auf Kilogr. pro $\square^{cm}$ umgerechneten Zeuner'schen Tabelle nach Fliegner entnommen, mit dem Unterschiede jedoch, dass für A der Werth $\frac{1}{424}$ beibehalten, die Werthe von u der Fliegner'schen Tabelle also mit $\frac{424}{436}$ multiplicirt und hieraus γ gerechnet wurde.

1) Siehe Dingler's Journal, Bd. 227, S. 321, 416; Bd. 229, S. 117, 217, 305, 400; Bd. 234, S. 1, 81; Bd. 238, S. 267.

2) Siehe Leloutre, Recherches expérimentales et analytiques sur les machines à vapeur; chap. II, page 112.

Tabelle der absoluten Spannungen (Kilogr. pro □ᶜᵐ) **und Volumina** (Cubikmeter).

	Im Kessel.	Bei Beginn der Admission.	Mittlere Spannung während der Admission.	Beginn der Expansion, kleiner Cylinder.		Ende der Expansion				Ende der Compression			
						kleiner Cylinder.		grosser Cylinder.		kleiner Cylinder.		grosser Cylinder.	
				Druck.	Volumen.	Druck.	Volumen.	Druck.	Volumen.	Druck.	Volumen.	Druck.	Volumen.
a	6,83	6,65	6,40	5,47	0,0281	1,41	0,10437	0,48	0,28382	4,17	0,0043	1,63	0,00853
b	6,89	6,72	6,51	5,63	0,0275	1,41	„	0,48	„	5,20	„	1,70	„
c	6,95	6,78	6,54	5,64	0,0286	1,48	„	0,42	„	5,24	„	1,46	„
d	6,81	6,68	6,46	5,55	0,0282	1,43	„	0,40	„	4,75	„	1,32	„
e	6,94	6,80	6,52	5,47	0,0288	1,45	„	0,41	„	5,27	„	1,50	„
f	6,95	6,75	6,50	5,42	0,0289	1,44	„	0,45	„	5,31	„	1,81	„

Die Endspannung der Expansion im grossen Cylinder wurde bestimmt, indem die Expansionscurve so fortgesetzt wurde (nach einer Zeichnung im grossen Maassstabe), als ob keine Vorausströmung vorhanden gewesen wäre; die mittlere Spannung während der Admission ergab sich durch Planimetrirung des betreffenden Diagrammstückes. Hierzu gehört noch die folgende Zusammenstellung der zur Berechnung erforderlichen Wärmemengen und specifischen Gewichte des gesättigten Dampfes.

Tabelle der Wärmemengen und specifischen Gewichte.

	Beginn der Admission			Mittlere Admissionsspann.	Ende der Admission.		Ende der Expansion im kleinen Cylinder.		Ende der Expansion im grossen Cylinder.		Ende der Compress. im gross. Cylinder	Specifische Gewichte				
												kleiner Cylinder.			grosser Cylinder.	
	λ	q	r	r	q	ϱ	q	ϱ	q	ϱ	$i=q+\varrho$	Ende der Admiss.	Ende der Expans.	Ende der Compr.	Ende der Expans.	Ende der Compr.
a	655,9	163,78	492,12	493,22	155,96	453,24	109,55	489,22	80,09	512,34	599,73	2,8982	0,8112	2,2461	0,2945	0,9296
b	656,03	164,21	491,82	492,74	157,10	452,22	109,55	489,22	80,09	512,34	600,01	2,9776	0,8112	2,7636	0,2945	0,9671
c	656,13	164,57	491,56	492,56	157,18	452,19	111,00	488,08	76,80	514,94	599,00	2,9826	0,8490	2,7835	0,2598	0,8382
d	655,95	163,96	491,99	492,95	156,53	452,80	110,00	488,89	75,71	515,81	598,34	2,9379	0,8220	2,5383	0,2482	0,7625
e	656,18	164,70	491,48	492,69	155,96	453,24	110,38	488,57	76,26	515,37	599,18	2,8982	0,8328	2,7985	0,2540	0,8598
f	656,08	164,39	491,69	492,77	155,60	453,51	110,17	488,73	78,45	513,64	600,45	2,8733	0,8274	2,8184	0,2771	1,0275

Endlich giebt die folgende Tabelle noch Aufschluss über die Vertheilung der gesammten Arbeit pro Hub auf die beiden Cylinder; die Werthe sind durch Planimetrirung der mittleren Diagramme (jeweilen bis zur Vacuumlinie) gefunden, und es ist abermals als Beweis für die Zuverlässigkeit der letzteren anzusehen, dass die daraus berechnete indicirte Leistung in Pferdestärken im Maximum (Fall f) eine Abweichung von 0,64 Procent gegenüber der aus sämmtlichen Einzeldiagrammen in der gewöhnlichen Weise bestimmten Zahl zeigt; in den wichtigeren Fällen a, b, c ist die Differenz viel geringer und ausserdem sind die Fehler sowohl positiv als negativ. Der Dampfverbrauch pro Stunde und indicirte Pferdestärke ist consequenter Weise im Folgenden nach dem mittleren Diagramme gerechnet, daher die geringen Abweichungen gegenüber den Angaben in Dingler's Journal, Bd. 237, S. 347. Bei dieser Gelegenheit sei die Bemerkung gestattet, dass in jenem Berichte der Speisewasserverbrauch in dreifacher Weise berechnet wurde: erstens so, dass die ganze, vom Moment der Oeffnung des Dampfventiles auf den Kesseln bis zum Schlusse des Ventiles an der Maschine verdampfte Wassermenge zu Grunde gelegt wurde; die so erhaltene Zahl repräsentirt den Werth, welcher den Besitzer der Maschine interessirt, welcher die Kohlen zum Vorwärmen der Leitung und der Dampfmäntel auch zahlen muss. Zweitens: Von obigem Gesammtquantum wurde abgezogen das vor Ingangsetzen der Maschine und während des Ganges derselben aus der Leitung abgezogene Condensationswasser; die erhaltene Zahl repräsentirt den garantirten Speisewasserconsum. Drittens: Von der sub 2 gefundenen Gesammtmenge wurde noch abgezogen diejenige Condensationswassermenge, welche vor Inbetriebsetzung der Maschine aus den Dampfmänteln abgezogen wurde; die so gefundene Zahl endlich repräsentirt das während des Beharrungszustandes von der Maschine verbrauchte Quantum und diese ist es auch, welche im Folgenden allein in Frage kommt.

Tabelle der absoluten Arbeiten pro Hub.

		a	b	c	d	e	f
Kleiner Cylinder.	Admissionsarbeit in Met.-Kilogr.	1513,6	1503,1	1576,2	1546,2	1590,2	1593,7
	„ „ Calorien	3,570	3,545	3,717	3,647	3,750	3,759
	Expansionsarbeit in Met.-Kilogr.	1956,5	1963,4	2021,5	2021,9	1964,4	1928,2
	„ „ Calorien	4,614	4,631	4,768	4,596	4,633	4,548
	Vorderdampfarbeit in Met.-Kilogr.	1653,7	1661,2	1696,3	1618,7	1755,3	1765,3
	„ „ Calorien	3,900	3,918	4,001	3,818	4,140	4,143
	Indicirte Arbeit in Met.-Kilogr.	**1816,4**	**1805,3**	**1901,4**	**1876,4**	**1799,3**	**1756,6**
	„ „ „ Calorien	**4,284**	**4,258**	**4,484**	**4,425**	**4,243**	**4,144**
Grosser Cylinder.	Admissionsarbeit in Met.-Kilogr.	1816,9	1816,9	1497,6	1369,6	1511,4	1850,0
	„ „ Calorien	4,285	4,285	3,532	3,230	3,565	4,363
	Expansionsarbeit in Met.-Kilogr.	1073,7	1079,2	1139,7	1101,2	1101,2	1112,2
	„ „ Calorien	2,532	2,545	2,688	2,597	2,597	2,623
	Vorderdampfarbeit in Met.-Kilogr.	561,6	513,4	638,7	667,6	578,2	534,1
	„ „ Calorien	1,324	1,211	1,506	1,574	1,364	1,260
	Indicirte Arbeit in Met.-Kilogr.	**2329,0**	**2382,7**	**1998,6**	**1803,2**	**2034,4**	**2428,1**
	„ „ „ Calorien	**5,493**	**5,619**	**4,714**	**4,253**	**4,798**	**5,726**
Total.	Indicirte Arbeit in Met.-Kilogr.	**4145,4**	**4188,0**	**3900,0**	**3679,6**	**3833,7**	**4184,7**
	„ „ „ Calorien	**9,777**	**9,877**	**9,198**	**8,676**	**8,741**	**9,870**

Mit Zugrundelegung der bis jetzt angeführten Zahlen ist nun die nachfolgende Haupttabelle berechnet, welche eine directe Vergleichung der Einwirkung der Dampfmäntel am grossen Cylinder und Receiver auf den calorischen Process ermöglicht.

		a	b	c	d	e	f
1	Totaler Expansionsgrad [1])	14,0	14,0	13,3	14,0	13,3	13,3
2	Mittlere Tourenzahl pro Minute . . . n	71,195	71,39	71,34	71,13	71,36	71,33
3	Indicirte Leistung in Pferdestärken . . . N_i	131,16	132,88	123,52	116,32	121,58	132,63
4	Mittlere Vorderdampfspannung im grossen Cyl. p_v	0,204	0,186	0,232	0,242	0,210	0,194
5	Absolute Leistung in Pferdestärken [2]) . . . N_a	148,94	149,17	143,91	137,43	139,92	149,60
6	Verhältniss . . . $N_i : N_a = 1 - \xi$	0,881	0,891	0,858	0,846	0,869	0,886
7	Verhältniss der schädlichen Vorderdampfarbeit zur wirksamen Hinterdampfarbeit . . . ξ	0,119	0,109	0,142	0,154	0,131	0,114
8	Mittelwerthe von ξ [3]) . . .				0,142		
				0,114			

1) Aus den Diagrammen durch Rückwärtsverlängerung der Expansionscurve möglichst annähernd bestimmt.

2) Darunter ist diejenige Arbeit zu verstehen, welche die Maschine leisten würde, wenn vor dem Kolben des grossen Cylinders absolutes Vacuum herrschen würde. Mit der Einführung dieser Grösse bezweckt **Hallauer** die Vergleichbarkeit verschiedener Maschinen unter Abstraction von der Luftleere im Condensator.

3) Die Maschine arbeitet natürlich um so vortheilhafter, je kleiner der Werth von ξ; der wahre Grund der Erhöhung des

		a	b	c	d	e	f
9	Speisewasser pro Stde. und indic.[4]) Pferdest. C_i Kilogr.	6,675	6,439	6,809	7,120	6,852	6,500
10	Speisewassermenge pro Hub . . $M+\mu$ Kilogr.	0,10247	0,099883	0,098250	0,097029	0,097291	0,10072
11	Wassergehalt des Kesseldampfes[5])	3 Proc.	3 Proc.	3 Proc.	3 Proc.	3 Proc.	3 Proc.
12	Wassermenge in den Gemenge . . . . Kilogr.	0,00307	0,002996	0,002947	0,002911	0,002919	0,003022
13	In den Dampfmänteln condensirt pro Hub μ Kilogr.	0,01078	0,01148	0,004543	0,002568	0,004566	0,010769
14	Dasselbe in Proc. von $M+\mu$[6])	10,52	11,50	4,62	2,65	4,69	10,69
15	Pro Hub in den kleinen Cylinder gelangt M Kilogr.	0,09169	0,08840	0,09371	0,09446	0,09272	0,08995
16	Darin enthaltenes Dampfgewicht . . . m Kilogr.	0,08894	0,08575	0,09090	0,09163	0,08994	0,08725
17	Gesammtwärme des Dampfes[7]) . . . $m.\lambda$ Cal.	58,33	56,25	59,64	60,10	59,02	57,24
18	Wärme des Wassers . . . . . $(M-m)\,q$ Cal.	0,45	0,43	0,46	0,46	0,46	0,44
19	Im Dampfmantel des kleinen Cylinders zugeführt[8]) $0{,}0265(M+\mu)\,r$	1,34	1,30	1,28	1,26	1,27	1,31
20	In den übrigen Dampfmänteln zugeführt . . Cal.	3,86	4,22	0,92	0,00	0,95	3,87
21	Gesammte zugeführte Wärme Q . . . . . Cal.	63,98	62,20	62,30	61,82	61,70	62,86
22	Aequivalente Menge trock. gesätt. Dampfes $\frac{Q}{\lambda}$ Cal.	0,09754	0,09481	0,09495	0,09424	0,09403	0,09581

Werthes von 0,114 auf 0,142 wird im Verlaufe der Rechnung hervortreten. Uebrigens weist von den in Hallauer's Zusammenstellung zweicylindriger Maschinen enthaltenen Typen nur eine einzige einen geringeren Werth von ξ auf als 0,114. (Siehe Dingler's Journal, Bd. 234, S. 82.)

4) Zufolge der Bemerkung auf S. 28 sind diese Werthe zu vergleichen mit den in Dingler's Journal, Bd. 237, S. 347, in der dreizehnten Verticalcolumne enthaltenen Zahlen.

5) Streng genommen müsste dieser Posten heissen „Wassergehalt des Dampfes beim Eintritt in den Cylinder", denn nur dieser ist von Belang zur Berechnung der gesammten zugeführten, sowie der an die Wandungen abgegebenen Wärmemenge (vergl. die Anmerkung 7). Wenn nun gewöhnlich dafür ohne Weiteres der Wassergehalt des Dampfes in der Rohrleitung eingesetzt wird, so scheint mir dies nicht unanfechtbar, indem der Wassergehalt von der Stelle, wo er bestimmt wurde, bis in den Cylinder sich immerhin noch ändern kann. Andererseits ergeben sich natürlich bei gegebenem Speisewasserverbrauch um so günstigere Resultate, je mehr Wasser man als in dem Gemenge vorhanden annimmt.

Die Dimensionen der Kesselanlage (2 Cornwallkessel mit je 2 Flammrohren, jeder von 87 □m Heizfläche) waren nun derart, dass in Bezug auf Trockenheit des Dampfes die günstigsten Vorbedingungen geschaffen waren; pro Stunde und □m Heizfläche wurden an allen Tagen mit Ausnahme des 7. April nur 5 kg Dampf erzeugt (an jenem Tage, Fall b, das Doppelte, weil nur mit einem Kessel gearbeitet wurde); pro Stunde entstiegen dem Quadratmeter Wasserspiegelfläche nur 37,0 (resp. 75) Kilogr. Dampf — es erscheint daher ganz gerechtfertigt, einen Wassergehalt von 3 Proc. anzusetzen und diese Zahl für alle Tage beizubehalten.

6) Interessant ist die Bestimmung des Antheiles der einzelnen Mäntel an dem gesammten Condensationswasser; setzt man voraus, dass im Mantel des kleinen Cylinders an allen Tagen ein gleicher Procentsatz condensirt worden sei, wie am fünften, und dehnt man diese Annahme auch auf den Receivermantel aus, indem man das Mittel aus c) und e) nimmt, so finden sich die Zahlen:

Im Mantel des kleinen Cylinders	im Mittel	2,65 Proc.
„ „ „ Receivers	„ „	2,00 „
„ „ „ grossen Cylinders	„ „	6,35 „
zusammen	im Mittel	11,0 Proc.

7) Gewöhnlich wird für λ der der Kesselspannung entsprechende Werth eingesetzt; es scheint mir jedoch, um dem Abzuge des Condensationswassers aus der Leitung auch in der calorimetrischen Rechnung Ausdruck zu verleihen, principiell richtiger, die Maschine nur für die Verwendung der beim Eintritt in den Cylinder im Dampfe enthaltenen Wärme verantwortlich zu machen, weshalb ich das λ bei Beginn der Admission oben eingesetzt habe — numerisch ist die Differenz verschwindend.

8) Streng genommen müsste hier der Druck im Dampfmantel ermittelt und der entsprechende Werth von r eingeführt werden; der Fehler, welchen die Einführung der dem Beginne der Admission entsprechenden Werthe bedingt, ist numerisch verschwindend.

		a	b	c	d	e	f
23	Dasselbe in der Stunde . . . . . $120 . n . \frac{Q}{\lambda}$	833,32	802,74	812,85	804,39	805,20	820,09
24	Generelles Verbrauchsverhältniss[9]) pro Stunde und absolute Pferdestärke in trockenem gesättigtem Dampfe . . . . C_a	5,595	5,381	5,648	5,853	5,756	5,482
25	Verbrauch für 1^{PS} indicirt und Stunde in trockenem Dampfe . . . . Kilogr.	6,353	6,041	6,581	6,915	6,623	6,183

Angesichts dieser Zahlen ist es wohl nicht zu viel gesagt, wenn wir die Compoundmaschine der Kammgarnspinnerei Augsburg in Bezug auf Oeconomie des Dampfverbrauches an die Spitze der bis jetzt in authentischer Weise untersuchten stationären Dampfmaschinen stellen — ein Resultat, welches der ausführenden Maschinenfabrik zu hoher Ehre gereicht, wie auch andererseits für die technische Leitung der gedachten Spinnerei ein sprechendes Zeugniss in dem Umstande liegt, dass in demselben Etablissement die gekuppelte Sulzer'sche Maschine von 400^{PS} steht, welche im Jahre 1871 von Professor Linde*) untersucht wurde und das seiner Zeit vielbewunderte Resultat von $8{,}75^{kg}$ Speisewasser pro Indicatorpferd und Stunde ergab, als Mittelwerth eines 48 stündigen Betriebes. Freilich geben diese Zahlen, 6,557 und 8,75, noch kein richtiges Bild von dem relativen Werthe der gekuppelten, eincylindrigen, gegenüber der Compoundmaschine; dazu müsste für beide der Consum pro effective Pferdestärke ermittelt und noch die Anlagekosten in Rechnung gezogen werden — natürlich vorausgesetzt, dass Maschinen von gleicher Stärke unter den für jede günstigsten Verhältnissen in Bezug auf Expansion, Kolbengeschwindigkeit u. s. w. verglichen würden.

*) S. Bayerisches Industrie- und Gewerbeblatt 1871, S. 131.

Die directe Ermittelung der effectiven Leistung durch Bremsung war nicht möglich; dagegen ergab ein Leerlaufversuch eine Leergangsarbeit von 8 Proc. der indicirten (im Mittel), was mit den in der Praxis gebräuchlichen Annahmen übereinstimmt; rechnet man dann noch 7 Proc. für zusätzliche Reibung, so wäre der indicirte Wirkungsgrad aus der Gleichung zu berechnen:

$$1{,}07\, N_e = 0{,}92\, N_i \text{ oder } \frac{N_e}{N_i} = 0{,}86.$$

In Verfolgung unserer Tabelle gehen wir nun zur eigentlichen calorimetrischen Berechnung über.

		a	b	c	d	e	f
26	Im schädlichen Raume des kleinen Cylinders vorhanden . . . . $m_0 = V_0 \gamma_0$	0,00966	0,01188	0,01197	0,01091	0,01203	0,01212
27	Im kleinen Cylinder befindlich . . . . $M + m_0$	0,10135	0,10028	0,10568	0,10537	0,10475	0,10207
28	Dampfmenge am Ende der Admission . $m_1 = V_1 \gamma_1$	0,08144	0,08188	0,08530	0,08285	0,08347	0,08304
29	Wassermenge im kleinen Cylinder bei Beginn der Expansion . . . . $M + m_0 - m_1$	0,01991	0,01840	0,02038	0,02252	0,02128	0,01903
30	Dasselbe in Procenten von $M + m_0$	19,6	18,3	19,3	21,4	20,3	18,6
31	Anfängliche Wassermenge . . . . $M - m$	0,00275	0,00265	0,00281	0,00278	0,00278	0,00270
32	Während der Admission condensirt . $m + m_0 - m_1$	0,01716	0,01575	0,01757	0,01969	0,01850	0,01633
33	Dasselbe in Procenten von $M + m_0$	16,9	15,7	16,6	18,7	17,7	16,0

9) Durch Einführung dieser Vergleichseinheit, welche von Hallauer herrührt, ist man in Stand gesetzt, verschiedene Maschinentypen auf gemeinsamer Basis zu vergleichen.

		a	b	c	d	e	f
34	Vom Cylinderdampf an die Wände abgegebene Wärme $Q_1 = (m + m_0 - m_1) r_1$	8,46	7,76	8,65	9,71	9,11	8,05
35	In den Dampfmänteln abgegeben . . . . . Cal.	5,20	5,52	2,20	1,26	2,22	5,18
36	Gesammte von den Wänden aufgenommene Wärme Q_1'	13,66	13,28	10,85	10,97	11,33	13,23
37	Dampfmenge am Ende des Hubes im kleinen Cylinder $m_2 = V_2 \gamma_2$	0,08466	0,08466	0,08861	0,08579	0,08692	0,08635
38	Wassermenge am Ende des Hubes im kleinen Cylinder $M + m_0 - m_2$	0,01669	0,01562	0,01707	0,01958	0,01783	0,01572
39	Dasselbe in Procenten von $M + m_0$	16,5	15,6	16,1	18,6	17,0	15,4
40	Abnahme des Wassergehaltes im kleinen Cylinder in Procenten	3,1	2,7	3,2	2,8	3,3	3,2
41	Im schädlichen Raume des grossen Cylinders vorhanden . . . . $m_0' = V_0' \gamma_0'$	0,00793	0,00825	0,00715	0,00650	0,00733	0,00876
42	Aus dem Receiver als Condensationswasser entnommen pro Hub . . . . R	0,002311	0,002053	0,002608	0,004025	0,002674	0,002225
43	Dasselbe in Procenten von M[10])	2,52	2,32	2,78	4,26	2,88	2,47
44	Im grossen Cylinder befindlich . . $M - R + m_0'$	0,09731	0,09460	0,09825	0,09694	0,09738	0,09649
45	Dampfmenge am Ende des Hubes im grossen Cylinder $m_2' = V_2' \gamma_2'$	0,08358	0,08358	0,07374	0,07044	0,07209	0,07865
46	Wassermenge am Ende des Hubes im grossen Cylinder . . . . . $(M - R + m_0') - m_2' = a$	0,01373	0,01102	0,02451	0,02650	0,02529	0,01784
47	Dasselbe in Procenten von $M - R + m_0'$	14,1	11,6	25,0	27,3	26,0	18,5

10) Bei der vorliegenden Maschine gelangen also von der in den kleinen Cylinder eingeführten Dampfmenge im Mittel unter normalen Verhältnissen nur 97,6 Proc. in den grossen Cylinder, was bei der Aufstellung von Formeln zur Berechnung neuer Maschinen zu berücksichtigen ist. (Siehe die Abhandlung von Westphal in der Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure, 1878, S. 343.)

Die äussere Heizung des Receivers scheint also noch nicht energisch genug zu wirken, um alle Condensationen in demselben zu verhindern; übrigens ist hier zu bemerken, dass diese Zahlen nicht ohne weiteres auf andere Maschinen übertragen werden können, weil der Receiver im vorliegenden Falle aus einem mit Dampfmantel versehenen Theile und einem solchen ohne Dampfmantel bestand, von welchen der letztere in den Fällen e) und f) durch eine Blindflansche ausgeschaltet war. Man sollte also erwarten, dass bei Fall f), wo der nicht geheizte Theil nicht mehr schädlich wirken konnte, die Condensation einen geringeren Procentsatz erreichen würde, als bei a) und b); dass dem nicht so ist, dürfte wohl auf Rechnung eines Umstandes zu setzen sein, der auch auf die nicht unbedeutende Differenz im Gesammtresultat zwischen a) und b) einiges Licht werfen könnte. Es scheint nämlich, als ob am 6. April, wo zum ersten Male mit geheizten Mänteln gearbeitet wurde, noch eine gewisse Nachwirkung vom vorherrschenden Tage verspürt worden wäre, wo ohne Mantel am Receiver und grossen Cylinder den ganzen Tag gearbeitet worden war, nachdem überdies die Maschine am vierten, einem Sonntage, ganz kalt gestanden hatte (es wäre also dann des Resultat von b) eigentlich das richtige). Damit stimmt auch die weitere Beobachtung, dass am achten, Nachmittags, entgegen der sonst allgemein constatirten und auch am sechsten und siebenten beobachteten Thatsache, der Consum stärker war, als am Vormittage — weil eben die Wirkung der Ausschaltung des Tags zuvor noch geheizten Mantels am grossen Cylinder erst am Nachmittage ganz und voll zur Geltung kommen konnte. Man sollte daher, sofern diese Anschauung richtig ist — und ich wüsste sonst keinen Grund für jene Anomalien anzuführen — eine Maschine immer mindestens einen ganzen Tag arbeiten lassen, bevor man sie unter veränderten Verhältnissen untersucht, namentlich wenn die Aenderung so tief in den Organismus eingreift, wie im vorliegenden Falle. Freilich würde dadurch die Dauer und damit die Kosten der Versuche wesentlich erhöht.

		a	b	c	d	e	f
48	Verglichen mit Post 39 weniger Wasser um . . .	2,4 %	4,0 %	— 8,9 %	— 8,7 %	— 9,0 %	— 3,1 %
49	Zunahme des Wassergehaltes während der ganzen Expansion in Procenten	— 5,5	— 6,7	+ 5,7	+ 5,9	+ 5,7	— 0,1
50	Energie des Gemenges am Ende der Admission $(M+m_0)\,q_1+m_1\,\varrho_1=U_1$	52,72	52,78	55,18	54,00	54,17	52,01
51	Energie am Ende des Hubes im kleinen Cylinder $(M+m_0)\,q_2+m_2\,\varrho_2=U_2$	52,52	52,40	54,98	53,53	54,03	53,44
52	Energie am Ende des Hubes im grossen Cylinder $(M-R+m_0{}')\,q_2{}'+m_2{}'\,\varrho_2{}'=U_2{}'$	50,61	50,40	45,51	43,67	44,58	47,97
53	Vermehrung der Energie[11]) im kleinen Cyl. U_2-U_1	— 0,2	— 0,38	— 0,20	— 0,47	— 0,14	+ 1,43
54	Vermehrung der Energie im grossen Cyl. $U_2{}'-U_2$	— 1,91	— 2,00	— 9,47	— 9,86	— 9,45	— 5,47
55	Gesammte Vermehrung der Energie von Anfang bis Ende der Expansion . . . . . $U_2{}'-U_1$	— 2,11	— 2,38	— 9,67	— 10,33	— 9,59	— 4,04

Aus den bis nun berechneten Zahlen ergiebt sich das Schlussresultat ohne Schwierigkeit, indem man die Bilanz über die Verwendung der gesammten von den Wänden aufgenommenen Wärmemenge zieht; bei zweicylindrigen, speciell Compoundmaschinen, lässt sich dies allerdings nur im Ganzen durchführen, wir sind noch nicht im Stande, die Zustandsänderung des Gemenges im Cylinder Schritt für Schritt, namentlich durch den Receiver hindurch zu verfolgen, sondern müssen uns begnügen, die Expansionsperiode, die sich auf zwei Cylinder vertheilt, als ein Ganzes zu betrachten — auf die Richtigkeit des Endresultates ist dieser Umstand jedoch ohne Einfluss.

Im Beharrungszustande kann sich Wärme in den Wandungen nicht anhäufen, die denselben mitgetheilte Wärme muss also bei jedem Hube wieder verschwinden — die Frage ist nur, ob sie vollständig zu Arbeitsleistung (äusserer und innerer) verwendet wird, oder ob ein Theil dieser Wärme ohne Nutzen einfach entlassen werden muss. Von wesentlichem Einfluss hierauf ist natürlich das Verhalten der inneren Arbeit U im Verlaufe der Expansion; nimmt dieselbe im Ganzen bedeutend ab, so reicht unter Umständen diese Abnahme allein schon hin, die äussere Expansionsarbeit zu leisten und die an die Wände abgegebene Wärme wird nur zum geringsten Theile nutzbar verwendet; ist dagegen die Abnahme von U nur sehr klein, vielleicht Null oder gar negativ, ergiebt sich also eine Zunahme, dann kann natürlich nur mehr ein ganz geringer Theil von $Q_1{}'$ verloren gehen, das meiste wird zur Verrichtung von Arbeit benutzt. Eine Zunahme von U ist nun, wie obige Zahlen beweisen, in unserem Falle nicht erzielt worden — dazu müsste im Receiver eine förmliche Ueberhitzung stattfinden —; dagegen lassen die bedeutenden Differenzen in den negativen Zahlwerthen die Wirkung der veränderten Verhältnisse sehr gut erkennen.

Bezeichnet man mit L_2 die gesammte Expansionsarbeit, d. h. die Summe aus Expansionsarbeit im kleinen Cylinder plus totaler Arbeit im grossen minus Vorderdampfarbeit im kleinen[1]) und mit R die Summe der verlorenen Wärmemengen, bestehend aus der Auspuffwärme ε und dem Verluste durch Leitung und Strahlung α, welch letzterer in unserem Falle in Analogie mit den von Hallauer angegebenen Zahlen zu 1,4 Proc. von Q angesetzt wurde, so besteht die Beziehung[2]):

$$\varepsilon_1 = Q_1{}' - (U_2{}' - U_1) - A\,L_2 - \alpha \quad . \quad . \quad . \quad (1)$$

Ferner hat man aber auch[3]):

$$\varepsilon_2 = Q - A\,(L_1 + L_2) - (U_2{}' - m_0{}'\,i) - \alpha \quad . \quad (2)$$

11) Die Vermehrung der Energie im kleinen Cylinder ist nahezu gleich Null und man kann sich leicht überzeugen, dass dies für beliebige Zwischenpunkte gleichfalls gilt; die Expansionscurve würde also nahezu im vorliegenden Falle mit der isodynamischen zusammenfallen, eine Erscheinung, welche, wie auch das Nichtzusammenfallen mit der Mariotte'schen Hyperbel, auf die gegenüber einer eincylindrigen Maschine veränderte Wirkung des Dampfmantels zurückzuführen sein wird.

1) Siehe Dingler's Journal, Bd. 229, S. 220.
2) Siehe Dingler's Journal, Bd. 238, S. 270.
3) Siehe Dingler's Journal, Bd. 227, S. 326; Bd. 234, S. 8.

worin L_1 die Admissionsarbeit im kleinen Cylinder bezeichnet. Natürlich sollten die beiden Werthe ε_1 und ε_2 identisch sein; sind sie es nicht, so ist dies ein Zeichen von Beobachtungsfehlern, sowie von Undichtheiten, welche die calorimetrische Berechnung trüben. In unserem Falle ergeben sich nun folgende Werthe:

		a	b	c	d	e	f
56	Im schädlichen Raume des grossen Cylinders bleibt zurück . . . . $m_0'i$ Cal.	4,75	4,95	4,28	3,89	4,39	5,26
57	Aequivalent der Admissionsarbeit . . . . AL_1	3,57	3,54	3,72	3,65	3,75	3,76
58	Aequivalent der Expansionsarbeit . . . . AL_2	7,53	7,54	6,99	6,60	6,65	7,37
59	Durch Ausstrahlung verloren . . . . $0{,}014\, Q = \alpha$	0,90	0,87	0,87	0,86	0,86	0,88
60	Auspuffwärme nach Gl. (1) in Calorien . . $\varepsilon_1 =$	7,34	7,25	12,66	13,84	13,31	9,02
61	Auspuffwärme nach Gl. (2) in Calorien . . $\varepsilon_2 =$	6,12	4,80	9,49	10,93	10,25	8,11
62	Arithmetisches Mittel . . . . $\frac{\varepsilon_1 + \varepsilon_2}{2} = \varepsilon$ Cal.	6,73	6,02	11,07	12,38	11,78	8,56
63	Dasselbe in Procenten von Q	10,5	9,7	17,8	20,0	19,1	13,6
64	Verhältniss $\varepsilon : a$ (Post 62 : Post 46) . . . Cal.	490	546	452	467	466	480

Angesichts der Differenzen zwischen ε_1 und ε_2 habe ich es für das Richtigste gehalten, als wahrscheinlichsten Werth das arithmetische Mittel aus beiden zu berechnen und man erkennt nun wohl zweifellos, wie ungerechtfertigt das Vorurtheil ist, als würde bei der Heizung des grossen Cylinders mit frischem Dampfe die Wärme unnützer Weise in den Condensator geschickt! Im Gegentheile zeigt sich auch bei so intensiver Heizung am Ende des Hubes noch immer ein Wasserbeschlag an den Wandungen (Post 46), und die Auspuffwärme erreicht mit ca. 10 Proc. von Q gerade die Höhe, um sämmtliches an den Wandungen befindliche Wasser zu verdampfen (Post 64 sub a und b), wenn man mit Prof. G. Schmidt annimmt, dass zur Verdampfung von 1^{kg} des an den Wandungen des grossen Cylinders haftenden Wassers rund 500 Calorien erforderlich seien.[1]) Immerhin ist damit die Grenze des Möglichen noch nicht erreicht und auf 6—8 Proc. von Q sollte ε doch noch gebracht werden können — aber so viel steht fest, dass durch Weglassung der Dampfmäntel ein doppelt so grosser Werth der Auspuffwärme, 17,8 resp. 20 Proc., von Q sich ergiebt. Dabei ist aber auch die Wassermenge am Ende des Hubes die doppelte, so dass das Verhältniss $\varepsilon : a$ sich nur wenig ändert; während aber in den Fällen a) und b) die während der Ausströmung noch verdampfte Wassermenge an und für sich so gering war, dass ein Einfluss auf das Vacuum sich nicht bemerkbar macht, ändert sich dies bei c) und d), und diesem Umstande möchte ich die Erhöhung des Verhältnisses ξ von 0,114 auf 0,142 zuschreiben (Post 8). Dass in der That der Gegendruck erhöht wurde, ergiebt sich aus der Tabelle S. 21, wonach der Druck im grossen Cylinder bei Beginn der Compression beträgt:

1) Siehe Dingler's Journal, Bd 238, S. 274.

	a	b	c	d
Druck im grossen Cylinder unter der Atmosphäre bei Beginn der Compression	— 0,841	— 0,852	— 0,822	— 0,796

Durch die Versuche hat also die Richtigkeit der von dem Constructeur getroffenen Anordnung der Dampfmäntel eine eclatante Bestätigung erhalten; was den zweiten fraglichen Punkt anlangt, die Grösse des

Receivers, so ergeben die Werthe von Post 9 sub e) und f), dass eine Variation dieser Dimension von 0,8 bis 1,2 mal dem Volumen des grossen Cylinders (bei einem Cylinderverhältniss 2,75) praktisch ohne Einfluss auf den Dampfverbrauch ist; man wird also als Regel aufstellen dürfen, das Volumen des Receivers im Mittel gleich demjenigen des grossen Cylinders zu machen.

Was nun die von Herrn von Reiche befürwortete Disposition der Compoundmaschine anlangt, so kann ein definitives Urtheil erst gefällt werden, wenn genügendes Versuchsmaterial vorliegt, zu welchem ich in Bälde zu gelangen hoffe; hier nur so viel, dass ich bei einer derartig angeordneten Maschine einen Spannungsabfall von 0,15 kg zwischen kleinem und grossem Cylinder im todten Punkte des letzteren constatirt habe, also die höchste Wahrscheinlichkeit vorhanden ist, dass das unter a) und b) erzielte Resultat mit einer solchen Anordnung niemals zu erreichen sein wird.

Das Bewusstsein der an der einen oder anderen Stelle vorhandenen Mängel in meiner Arbeit hat mich nicht abgehalten, dieselbe zu veröffentlichen; durch eine strenge objective Kritik kann die Sache selbst nur gefördert werden, und hierzu mein Scherflein beizutragen, war der Zweck dieser Zeilen.

Die Formulirung der „Ansprüche" in den deutschen Patentschriften und der wesentliche Inhalt mechanisch-technischer Erfindungen.

Von

Dr. **Ernst Hartig** in Dresden.

Von allen praktischen Fragen, welche mit der einheitlichen Gewährung von Erfindungspatenten in Deutschland auftauchten, ist diejenige nach Formulirung der Patentansprüche (Claims) zur Zeit noch am unvollkommensten behandelt, und gerade bei den deutschen Maschinen-Ingenieuren, die doch am frühesten und intensivsten für das Zustandekommen des Patentschutzes gekämpft haben, erweist sich die Unsicherheit beim praktischen Gebrauche der hier sich darbietenden Grundsätze noch als recht gross. Es erscheint daher wohl gerechtfertigt, den Gegenstand an dieser Stelle — und zwar vom Standpunkte der technologischen Wissenszweige aus — näher zu erörtern, wobei vom Verfasser nicht allein das Gesetz vom 25. Mai 1877 und die mit dessen Entstehung und Durchführung zusammenhängenden amtlichen Drucksachen, sondern auch die Erfahrungen benutzt werden, welche derselbe bei seiner bisherigen Thätigkeit im Kaiserlichen Patentamte zu sammeln Gelegenheit fand.

Das deutsche Patentgesetz vom 25. Mai 1877 stellt im § 20 an jeden Antrag auf Ertheilung eines Patentes die Forderung, dass darin der Gegenstand, welcher durch das Patent geschützt werden soll, genau bezeichnet werden muss. In den zugehörigen „Motiven der Regierung" ist die nachfolgende hierauf bezügliche Ausführung enthalten:

> „Um für das weitere Verfahren eine feste Grundlage zu gewähren, soll die Anmeldung in einer bestimmten Antragsformel den Anspruch des Patentsuchers genau feststellen, so dass Patentamt und Betheiligte nicht genöthigt werden, aus weitläufigen Beschreibungen den Inhalt dieses Anspruches erst zu ermitteln, ohne damit gleichwohl über dessen wirkliche Tragweite Sicherheit zu erhalten."

In der auf Grund von § 20 des Gesetzes erlassenen Bekanntmachung des Patentamtes vom 11. Juli 1877, welche die näheren Bestimmungen über die Anmeldung von Erfindungen enthält, finden sich die nachfolgenden speciell gefassten Forderungen:

> § 3. Die Anmeldung muss .... enthalten:
>
> a) Eine kurze, aber genaue Bezeichnung dessen, was den Gegenstand der Erfindung bildet. Aus der Bezeichnung soll sich mit Sicherheit der Patentanspruch, d. h. dasjenige ergeben, was der Patentsucher als neu und patentfähig ansieht.
>
> § 6. Am Schlusse der Beschreibung sind die Patentansprüche näher, als es in der Anmeldung geschehen, zu bezeichnen.

Obwohl das Patentgesetz eine Definition des Wortes „Erfindung“ vermeidet, auch von einer eigentlichen Klassificirung der patentfähigen Erfindungen absieht, so ergiebt sich doch aus der Fassung der §§ 1, 3 und 4, sowie aus der gesammten Entstehungsgeschichte des Gesetzes, dass der Gegenstand einer patentfähigen Erfindung umfassen kann:

a) ein Verfahren, eine Arbeitsmethode, einen chemischen, physikalischen, mechanischen oder combinirten Arbeitsprocess;

b) ein Arbeitsgeräth, ein Werkzeug, eine Waffe, ein Instrument, einen Apparat, eine Maschine, überhaupt ein Arbeitsmittel;

c) ein Arbeitserzeugniss, ein Fabrikat, eine Waare, kurz ein Gebrauchsobject, welches anderen Zwecken, als der unmittelbaren gewerblichen Thätigkeit zu dienen bestimmt ist;

d) ein technisches Verfahren mit zugehörigen Arbeitsmitteln (Combination a b);

e) ein technisches Verfahren nebst dem mittelst desselben erzielten Fabrikat (Combination a c);

f) ein Arbeitsmittel nebst dem zugehörigen Erzeugniss (Combination b c);

g) ein neues Arbeitsverfahren, einschliesslich neuer dazu erforderlicher Arbeitsmittel und der durch Zusammenwirken beider erzielten Arbeitserzeugnisse (Combination a b c).

Im Sinne der §§ 1 und 7 des Gesetzes und der hierauf begründeten Praxis des Patentamtes entsprechend kann der Patentschutz auch für blosse „Neuerungen“ an schon bekannten Verfahrungsweisen, Arbeitsmitteln und Fabrikaten bewilligt werden. Sieht man von Erfindungen solcher Art ab, oder besser, denkt man sich dieselben an den entsprechenden Stellen vorstehender Uebersicht eingeordnet, so ergeben sich überhaupt sieben verschiedene Gattungen patentfähiger Erfindungen, deren Werth und Bedeutung für die Gesammtheit des technischen Fortschrittes und für den Erfinder selbst, wie sofort ersichtlich, in weiten Grenzen differirt.

Am geringfügigsten erweist sich das Gewicht der unter c) aufgeführten Objecte, der blossen Arbeitserzeugnisse. Nicht allein, dass das Patentgesetz eine Reihe derselben (Nahrungsmittel, Genussmittel, Arzneimittel, chemische Fabrikate) aus äusseren Gründen für patentunfähig erklärt, eine zweite Reihe (Textilfabrikate, bei denen nur eine Materialvertauschung oder eine andere Fadenbindung vorliegt) auf Grund der amtlichen Auslegung des § 1 von dem Erfindungsschutz ausgeschlossen wurde, fallen andere (so die Leistung der motorischen Maschinen, der Bewegungsmechanismen, der Transportmittel im weitesten Sinne, der Feuer-Lösch- und Rettungsmittel, der telegraphischen Apparate, der Beobachtungs-Instrumente, der musikalischen Instrumente, der Beleuchtungs- und Heizapparate) von selbst hinweg, weil sie der Körperlichkeit oder der individuellen Natur entbehren, also im Sinne des § 4, Absatz 1, nicht „feilgehalten“ werden können, andere (so die Arbeitserzeugnisse der Bodenbearbeitungsmaschinen, der Gesteinsbohrmaschinen, der Fundirungsmethoden und Fundirungsmittel für Bauwerke), weil sie an den Erdkörper geheftet sind und somit auch nicht „in den Verkehr gebracht“ werden können, noch andere endlich (so gewisse Arbeitsleistungen der chirurgischen Verfahrungsweisen und Instrumente, der Zahntechnik u. s. w.), weil sie dem menschlichen Körper selbst angehören. Dass auch die Arbeitsleistungen der Waffen und anderweiten Arbeitsmittel des „Kriegshandwerkes“ und der Kriegstechnik nicht unter den patentfähigen Gegenständen figuriren, bedarf kaum der Erwähnung, denn als technische Mittel der Zerstörung und Vernichtung stehen die Kriegswerkzeuge allen übrigen Arbeitsmitteln der Technik diametral gegenüber. Es bleiben demnach an patentfähigen Arbeitserzeugnissen nur jene Fabrikate der mechanischen Technik übrig, welche in den freien Verkehr gebracht werden können, die „Kurzwaaren“, die „Hand- und Reisegeräthe“, die Bekleidungsgegenstände, die hauswirthschaftlichen Geräthe, die Spielwaaren, die Objecte des „Sports“ und dergl. Erfolgt die Herstellung solcher Erzeugnisse mit schon bekannten Arbeitsmitteln und nach den herkömmlichen Verfahrungsweisen, liegt also die Neuheit ausschliesslich in ihrer eigenen, besonderen Beschaffenheit, so kann es mit Grund angezweifelt werden, ob hier eine künstliche Aufmunterung des Erfindungsgeistes durch Gewährung des Patentschutzes wirklich erforderlich war; denn die Ueberschwemmung des Marktes mit tausend patentirten Künsteleien, die durch ihre Absonderlichkeit zum Ankauf reizen, um bald wieder bei Seite gelegt zu werden, lässt bei dem Volke den Sinn für Wahrnehmung der versteckteren Qualitäten von Gebrauchsgegenständen, die seinen wahrhaften Bedürfnissen entsprechen, unfehlbar verkümmern. Bedauerliche Arbeitsvergeudungen sind mit dem Aufsuchen immer neuer Gebrauchsspielereien, deren Patentirung jeden geschulten Constructeur in Erstaunen setzt, verbunden, und manche Kraft, die zur regelmässigen gewerblichen Arbeit besser geeignet wäre, geht für diese verloren, wenn sie der berufsmässigen Erfinderei sich zuwendet; letztere hat mit Lotteriespiel und Börsenspeculation soviel gemein, dass

sie den Geschmack an ernsthafter Arbeit verdirbt und die für solche erforderliche Ruhe verscheucht.

Wenn andererseits ein wirklich neues Arbeitserzeugniss zu seiner Herstellung auch neue Arbeitsmittel, oder ein neues Arbeitsverfahren, oder beides erfordert, so erscheint der gesetzliche Schutz für die letzteren allein schon als zureichend, um die hauptsächlichen Absichten des Patentgesetzes zu erfüllen, denn er umschliesst — so lange man die Beziehungen zum patentverweigernden Ausland ausser Betracht lässt — von selbst auch den Schutz des Fabrikates; andere Verfahrungsweisen und Hülfsmittel, die nach dem gleichen Endziele führen, will das Gesetz hervorrufen, nicht hemmen, und es dürfte sich gegen Uebertragung derjenigen Argumente, welche seiner Zeit den Ausschluss der chemischen Fabrikate von dem deutschen Patentschutze herbeigeführt haben, auf die nicht „Werk erzeugenden“ weil „werkzeuglosen“ Fabrikate der mechanischen Technik kaum etwas Stichhaltiges anführen lassen.

Es ist daher nicht undenkbar, dass bei einer späteren Revision und Ergänzung unseres Patentgesetzes die ohnehin schon lückenhafte Gruppe der blossen Arbeitserzeugnisse, die nicht selbst wieder bei einer technischen Arbeit, einschliesslich der im Zusammenleben der Nationen erforderlichen Vertheidigung unmittelbar als Arbeitsmittel verwendbar sind, gänzlich ausgeschieden wird.[1]) In solchem Falle würden aus unserer Uebersicht auch die unter e, f und g verzeichneten Erfindungsgattungen wegfallen und es reducirte sich deren Zahl von 7 auf 3: Arbeitsmethoden (a), Arbeitsmittel (b) und Erfindungen, bei welchen sowohl das Verfahren, als auch die erforderlichen oder hervorgerufenen Hülfsmittel neu sind (d).

Verfahrungsweisen und Arbeitsmittel repräsentiren den von menschlicher Thätigkeit entstammenden Theil der zu technischer Production erforderlichen Factoren, von denen Rohmaterialien und Naturkräfte die ihm gegebenen sind.

Jene in Jahrtausenden harter Arbeit mühsam erkämpften Besitzthümer begründen in erster Linie die bis jetzt erlangte Herrschaft des Menschen über die Natur, ihre stetige Vermehrung ist gleichbedeutend mit Erweiterung der Machtsphäre des menschlichen Geschlechts und hier erscheint, wie ja auch von allen ausschlaggebenden Nationen nunmehr anerkannt ist, ein Zurückgehen auf die letzten Quellen technischen Schaffens, die Gewährung zeitweiliger Vorrechte von aussergewöhnlichem Charakter unzweifelhaft am Orte.

Wie mannigfach auch die Wechselbeziehungen sein mögen, welche im Laufe der Entwickelung der vielgestaltigen Technik zwischen Verfahrungsweisen und Arbeitsmitteln zur Geltung gekommen sind, sofern neue Verfahrungsweisen neue Werkzeuge, Apparate und Maschinen erforderlich machen und diese hinwiederum neue Arbeitsprocesse ermöglichen, wie eng auch die Verfahrungsweisen mit den Arbeitsmitteln allerwege verknüpft sein mögen, so sind doch diese beiden Erfindungsgattungen nicht als gleichartig, nicht als coordinirt zu erachten: die Verfahrungsweisen und Arbeitsprocesse sind das Allgemeinere, das Abstracte, die Arbeitsmittel das Speciellere, das Concrete; erstere stehen dem schaffenden und wollenden Menschengeiste am nächsten; sie nehmen in menschlichen Handlungen ihren Ausgang und umfassen in letzter Linie das vom Menschen eingeleitete selbstthätige Wirken der Naturkräfte, den chemischen, physikalischen und mechanischen Arbeitsprocess; sie sind also wohl an Substanzen gebunden; sie wirken durch Körperatome auf Körperatome, durch Werkzeuge auf Werkstücke und dergl.; aber sie sind selbst nichts Körperliches, wogegen die Arbeitsmittel, die Werkzeuge und Apparate, die Instrumente und Maschinen, die Werkstätten und Fabrikanlagen räumlich ausgedehnte, substanzerfüllte, also greifbare Resultate menschlichen Schaffens darstellen, die nur durch ihre besondere Form und Anordnung von anderweiten körperlichen Dingen sich unterscheiden. Zu einer vollständigen Erfindung gehören beide Factoren, das Verfahren und die Arbeitsmittel, wenn auch einer derselben dem Bereiche des Bekannten entnommen sein kann; unvollständig ist die Erfindung, wenn sie nur aus dem neuen Verfahren besteht und die zu dessen

1) Wollte man freilich aus der im § 2 des Patentgesetzes enthaltenen Wortfassung „dass danach die Benutzung durch andere Sachverständige möglich erscheint“ die Folgerung ziehen, dass die Patentirung von Gegenständen des häuslichen und persönlichen (nicht gewerblichen) Gebrauchs, deren Herstellung keine neuen Verfahrungsweisen und Hülfsmittel erfordert, überhaupt nicht unter Schutz gestellt werden sollten, indem man entweder erwägt, dass die „Benutzung“ solcher Gegenstände für ihren eigentlichen Zweck (also die Benutzung eines neuen Knopfes zum Zuknöpfen u. s. w.) selbstverständlich einen besonderen „Sachverständigen“ (neben dem Erfinder) nicht erfordert, oder indem man das Wort „Benutzung“ überhaupt nicht in dem gewöhnlichen Sinne als gleichbedeutend mit „Anwendung des Gegenstandes zu seinem Zwecke“ anerkennt, vielmehr rückwärts auf seine technische Herstellung bezieht, im Sinne des Requisites „gewerbliche Verwerthbarkeit“ patentfähiger Erfindungen in § 1 (vergl. die Entscheidung des Reichsgerichts vom 3. Juli 1880, Patentblatt 1880, S. 153), so würde sich ergeben, dass die bezeichneten Gegenstände schon jetzt nicht patentirt werden dürften, gleichgiltig, ob ihre Herstellung auf chemischem oder mechanischem Wege erfolgt ist. Die Entscheidung dieser Frage muss jedoch den rechtskundigen Commentatoren des Gesetzes überlassen werden.

Durchführung erforderlichen Arbeitsmittel noch nicht vorliegen, weder im Bereiche des Bekannten, noch im Besitze des Erfinders, ein Fall, in welchem die Ausdrücke „Idee“, „Princip“, „System“ gebraucht zu werden pflegen; hier ist die Gewährung des Patentschutzes ebensowenig gerechtfertigt, wie in dem andern Falle, wenn ein Verfahren auf den einfachen Gebrauchswechsel eines allbekannten Arbeitsmittels hinausläuft, denn es liegt in dem Wesen des Eigenthumsrechtes an körperlichen Dingen, also auch an Werkzeugen u. s. w., dass die freie Verfügbarkeit über deren unmittelbaren Gebrauch nicht durch neugeschaffene Privilegien beeinträchtigt werden kann.

Durch die grössere Sinnfälligkeit der Arbeitsmittel mag es sich nun erklären, dass bei Abfassung der Patentansprüche, besonders auf dem umfassenden Gebiete der mechanischen Technik das Arbeitsverfahren oft ganz übersehen und die erfundenen Werkzeuge und Maschinen über die Gebühr berücksichtigt werden, zu grossem Schaden für Uebersichtlichkeit und Fasslichkeit; denn es hat sich hier ein aus dem Auslande eingeführter Missbrauch [1]) in lästigster Weise entwickelt, welcher — in seiner extremsten Ausartung — darauf hinausläuft, dass eine für irgend einen Zweck entworfene Maschine nachträglich in ihre einzelnen unterscheidbaren Bestandtheile aufgelöst und nun nicht allein für die Gesammtheit derselben, sondern auch für deren zahlreiche Combinationen zu 2, 3, 4 . . . . $(n-1)$ Elementen je ein besonderer Anspruch erhoben wird; die meisten der so erhaltenen Combinationen haben keinerlei praktische Bedeutung, entsprechen häufig auch nicht dem geringfügigsten Theilzwecke der ganzen Maschine, sie sollen augenscheinlich nur dem nach gleichem Ziele Strebenden den Weg verlegen.

Um sich darüber klar zu werden, zu welchen unzulässigen Calamitäten, ja zu welchen Ungeheuerlichkeiten das angedeutete Verfahren führen muss, braucht man nur den Versuch zu machen, dasselbe auf andere Gebiete des gesetzlichen Schutzes geistigen Eigenthums zu übertragen. Die gegenwärtige doch nur kurze Abhandlung setzt sich — nach Abzug der Citate — aus ca. 100 Sätzen zusammen. Angenommen nun, dieselbe wäre — was übrigens nicht der Fall ist — unter den besonderen Schutz des Gesetzes vom 11. Juni 1870, das Urheberrecht an Schriftwerken u. s. w. betreffend, im Sinne von § 7[b] desselben gestellt; angenommen auch, die Bestimmung in § 7[a] werde so gedeutet, dass die wörtliche Wiedergabe jedes einzelnen dieser 100 Sätze für sich in anderen Publikationen nicht als Nachdruck angesehen werde, dass jedoch der Nachdruck von je 2, 3, 4 . . . . . 100 unmittelbar aufeinanderfolgenden Sätzen als strafbar aufzufassen wäre und dieser Umstand durch einzeln aufgeführte Ansprüche angezeigt werden sollte, so ergiebt eine einfache Ueberlegung, dass solcher Ansprüche nicht weniger als

$$\frac{99+1}{2}\,.\,99 = 4950$$

aufzuführen sein würden. Wer vermöchte nun in diesen 4950 Ansprüchen eine übersichtliche und verdichtete Wiedergabe der hier niedergelegten neuen Gedanken zu erblicken? Die bis jetzt gemachten Voraussetzungen würden, auf die Maschine übertragen, dem Falle entsprechen, dass der Erfinder die einzelnen Amben, Ternen, Quaternen u. s. w. nur so zu bilden gedächte, dass er die combinirten kinematischen und sonstigen Elemente in jener Aufeinanderfolge belässt, in welcher die dargestellte Gesammtanordnung sie aufweist; käme er aber, um möglichst Viel unter Schutz zu stellen, auf den Gedanken, die verschiedenen Complexionen so zu bilden, dass die einzelnen für dieselben erforderlichen Elemente aus den vorhandenen 100 in beliebiger Folge ausgewählt und nebeneinander gestellt werden können, so würde die Anzahl der resultirenden Ansprüche schon eine so riesenhafte Höhe erreichen, dass deren Zusammenrechnung die Hülfe eines Dase erwünscht machen würde, denn es ergäbe sich die Zahl der

$$\text{Amben zu} \quad \frac{100\,.\,99}{1\,.\,2} = \quad 4950,$$

$$\text{Ternen zu} \quad \frac{100\,.\,99\,.\,98}{1\,.\,2\,.\,3} = \quad 161\,700,$$

$$\text{Quaternen zu} \quad \frac{100\,.\,99\,.\,98\,.\,97}{1\,.\,2\,.\,3\,.\,4} = \quad 3\,921\,225,$$

$$\text{Quinten zu} \quad \frac{100\,.\,99\,.\,98\,.\,97\,.\,96}{1\,.\,2\,.\,3\,.\,4\,.\,5} = 75\,287\,520.$$

Diese kurze Zahlenreihe dürfte schon eine Ahnung von der schreckenerregenden Fruchtbarkeit der Methode der freien Combination vermitteln, obwohl sie nur die vier kleinsten der gesammten 99 Glieder derselben vor Augen führt und auch noch gar nicht das Gebiet der

1) Die nordamerikanische Patentliste weist unter andern ein Patent (Nr. 180 090 vom 20. Februar 1874) auf einen von R. E. House in Binghamton, N. Y., erfundenen Telegraphen-Apparat auf, dessen Beschreibung mit nicht weniger als 169 Patentansprüchen schliesst; der Raum, welchen dieselben im feinsten Perldruck erfordern, übertrifft um ein Beträchtliches den von Zeichnung und Beschreibung eingenommenen Raum! — Es kann der deutschen Wissenschaft und der deutschen Rechtspflege nicht zugemuthet werden, eine derartige Veräusserlichung technischen Schaffens etwa wie ein Elementarereigniss ohne Protest ins Reich einziehen zu lassen.

etwa denkbaren Wortversetzungen innerhalb der Sätze berührt, — und doch ist die Erinnerung an diese Methode hier keineswegs aus der Luft gegriffen, vielmehr durch einzelne Anmeldungen beim Kaiserlichen Patentamt wach gerufen!

Welches Collegium möchte bei einer Perspective auf solche Zahlenreihen eine gesetzlich geregelte sorgfältige Prüfung von Patentansprüchen auf sich nehmen und gewissenhaft durchführen wollen?

In vielen Fällen liegt nun den zur Patentirung angemeldeten neuen Maschinen ein wirklich neues Verfahren, ein neuer Arbeitsprocess, ein neues Zusammenspiel der angewendeten Werkzeuge thatsächlich zu Grunde, dessen klare Darlegung einen ersten Patentanspruch von zulässig grösster Bedeutung liefern würde, während durch einen zweiten engeren Anspruch die besondere Anordnung von Maschinenwerkzeugen und Mechanismen unter Hinweis auf die Zeichnung getroffen werden kann. Nicht allein, dass hierdurch für die gesetzlich vorgeschriebene Durchführung des Prüfungs-, Auslegungs- und Einspruchsverfahrens, für die Beschwerdeführung, für das Nichtigkeits- und Berufungsverfahren erwünschte Klarheit und Arbeitsverminderung geschaffen wird: auch der Vortheil, dass andere Techniker an der Lösung desselben Problems sich betheiligen können, ohne den ersten Erfinder zu schädigen, wird erreicht, denn die Natur des ersten Patentanspruchs lässt es zu, dass auf anderweite maschinelle Anordnungen, welche denselben Arbeitsprocess realisiren, im Sinne des § 7 des Patentgesetzes Zusatz- oder Verbesserungspatente anstandslos ertheilt werden können. Das gegenseitige Rechtsverhältniss beider Erfinder ergiebt sich alsdann ohne Schwierigkeit, während bei Beschränkung auf blosse Arbeitsmittel und deren Bestandtheile die Gewährung von Zusatzpatenten zu mancherlei Bedenken führt.

Zwischen den Arbeitsmitteln der mechanischen Technik und jenen der chemischen Technik, welche beiden in unserer deutschen Patentpraxis allenthalben geschieden werden, besteht nun der eine Unterschied, dass die ersteren im Allgemeinen stärker in die Sinne fallen, als die letzteren; insbesondere gilt dies von denjenigen Bestandtheilen der Arbeitsmittel, welche unmittelbar auf das Arbeitsmaterial einwirken, von den eigentlichen „Werkerzeugern" oder Werkzeugen, welche den Organen des Menschenleibes entsprechen, und es kann hier die Frage gestellt werden, ob die Zulässigkeit dieses Begriffes etwa bei einem gewissen verschwindend kleinen Maasse von Sinnfälligkeit bestritten werden soll? Die Frage dürfte mit gutem Grunde zu verneinen sein, wie sich aus der vergleichenden Betrachtung der nachfolgenden Stufenreihe von Werkzeugen ergeben wird. Beim Schmieden einer Kurbelachse im Dampfhammer sind die Werkzeuge — Ambos und Hammer — wohl erkennbar und deutlich gegen einander und gegen das Werkstück abgegrenzt; letzteres spielt bei dem Arbeitsprocesse eine durchaus passive Rolle; bei einer Handscheere, einer Kreisscheere, einem Blechwalzwerke sind die beiden zusammenarbeitenden Werkzeuge einander schon zum Verwechseln ähnlich, nach Form wie nach Bewegungsart, aber vom Werkstück noch erkennbar verschieden. Bei einer Zwirnmaschine scheinen die Zuführungswalzen, welche die zu vereinigenden Fäden herbeiführen, die Flügel, die sie zusammendrehen, die Spulen, auf welche die Aufwickelung erfolgt, die einzigen Werkzeuge zu sein; aber bei näherer Betrachtung des Vorganges ergiebt sich sogleich, dass auch den gezwirnten Fäden selbst — also dem Werkstücke — die Rolle eines Werkzeuges zufällt; denn diese Fäden müssen einerseits die empfangenen gegenseitigen Umwindungen vom Flügel nach den Zuführwalzen fortleiten und andererseits die Spule innerhalb des Flügels dergestalt nachziehen, dass gerade soviel Gezwirn aufgewickelt, wie zugeführt wird; das Werkstück tritt also aus seiner passiven Rolle heraus, es ist zugleich Werkzeug und dessen Theile sind in allen Stücken übereinstimmend; aber dasselbe erweist sich noch immer als greifbar und mit blossem Auge sichtbar. Bei der Bildung des Papiers auf dem Schöpfsiebe oder dem Siebtische der Papiermaschine sind die Fäserchen des Ganzstoffes zugleich Arbeitsmaterial und Werkzeug, letzteres, sofern sie als Sitz derjenigen Anziehungskräfte angesehen werden müssen, welche den dauernden aus ihrer gegenseitigen Annäherung hervorgehenden Zusammenhalt des neu gebildeten Fabrikates herbeiführen; die Sinnfälligkeit dieser unter sich gleichartigen Fäserchen ist — wenigstens vor Beginn des Arbeitsprocesses — schon recht gering, sie sind eben noch fühlbar und sichtbar, letzteres kaum ohne Anwendung des Mikroskopes, und doch wird man ihre Eigenschaft als Werkzeuge der Papierbildung nicht in Zweifel ziehen. Noch näher kommen wir den Verhältnissen, welche in der chemischen Technik vorliegen, wenn wir die Herstellung einer metallenen Kugel durch das Eingiessen des geschmolzenen Metalles in eine Form bewirken; diese Form ist das eine zur Gestaltung erforderliche Theilwerkzeug, während das zugehörige andere in den Atomen des verwendeten Materiales selbst zu erkennen ist, welche von der Schwerkraft dergestalt beeinflusst werden, dass der beabsichtigte Anschluss an die Wandungen der Form in erwünschtem Maasse erfolgt; noch mehr tritt die

formbildende, also „werkerzeugende“ Natur der Metallatome hervor, wenn wir arsenhaltiges Blei durch ein Sieb in Tropfen verwandeln und diese im freien Falle erhärten lassen (Schrotfabrikation); es kann auch hier nicht angezweifelt werden, dass die kleinsten Theile des Metalles, die Atome und Moleküle, nicht allein das Arbeitsmaterial darstellen, sondern auch als Träger und Uebermittler der formenden Kraft Werkzeuge des ausgeführten technischen Processes sind, obwohl hier schon die Wahrnehmbarkeit derselben durch unsere Sinne nur in ihrer Totalität möglich ist; eine Unterscheidbarkeit der einzelnen Atomgruppen ist für unsere Sinne nicht vorhanden.

Man erkennt schon aus den vorstehenden, noch ganz der mechanischen Technik angehörenden Beispielen, dass solche Arbeitsprocesse, bei denen das Arbeitsmaterial aus seinem rein passiven Verhalten heraustritt und seine kleinsten Partikel zugleich als Werkzeuge functioniren, den Stempel besonderer Einfachheit an sich tragen.

Ganz ähnliche Verhältnisse liegen bei der Galvanoplastik vor, einer Gestaltungsmethode, welche der Physik, Chemie und mechanischen Technik gleichzeitig angehört; und wie hier vor unseren leiblichen Augen das glänzende Metall aus der durchsichtigen Lösung sich ausscheidet und ein greifbares Aggregat fester Theile bildet, ohne dass wir eine Zauberei im Spiele wähnen oder etwa an dem Vorhandensein des Metalles in der Lösung zweifeln, kann auch umgekehrt der Uebergang von dem sinnlich wahrnehmbaren, deutlich abgegrenzten Werkzeuge menschlicher Erfindung zu dem unserer sinnlichen Wahrnehmung entzogenen natürlichen Werkzeuge, das wir in den chemisch afficirten Körperatomen finden müssen, („Molekular-Werkzeug“) unmöglich zu irgend welchen logischen Bedenken Veranlassung geben, ebenso wenig, wie z. B. in der Mathematik der Uebergang vom Differenzenquotienten zum Differenzialquotienten.

Kann hiernach der in den Arbeitsmitteln der chemischen und mechanischen Technik gemachte Unterschied nur als ein gradueller, lediglich in der Unvollkommenheit unserer Sinne begründeter anerkannt werden, der allerdings noch durch den Umstand verschärft wird, dass bei dem chemischen Processe die eigentlichen Organe des Vollzugs immer mit den Arbeitsmaterialien zusammenfallen, in deren Atomen und Molekülen schon fertig gebildet vorliegen, während dies bei dem mechachanischen Processe nur zuweilen der Fall ist, so hat doch die relativ geringere Bedeutung, welche hiernach den gesammten Arbeitsmitteln der chemischen Technik scheinbar zukommt, veranlasst, dass hier die erforderliche Betonung der Arbeitsprocesse und Verfahrungsweisen schon längst zum Ausdruck und zu praktischer Handhabung gelangte[1]); die Mechaniker könnten hier von den Chemikern lernen, indem sie bei Beurtheilung ihrer eigenen Erfindungen das Neue im Arbeitsprocesse aus der verwirrenden Masse der Arbeitsmittel zu eliminiren suchen.

Die Erfüllung dieser Forderung schliesst selbstverständlich in sich, dass diejenigen Techniker, welche sich mit Abfassung von Patentschriften beschäftigen, Werkzeuge und Bewegungsmechanismen zu unterscheiden wissen und dass sie vor allem Eingehen auf die letzteren, die Functionirung der ersteren durch Darstellung ihrer charakteristischen Relativpositionen, ihrer nothwendigen Fundamentalbewegungen, ihrer Einwirkung auf das Werkstück und durch eine lichtvolle Beschreibung des technischen Processes zum Verständnisse bringen.

Dass es unter Umständen Schwierigkeiten macht, die Grenzlinien zwischen Werkzeug und Werkstück, wie zwischen Werkzeug und Bewegungsmechanismus aufzufinden und die eigenthümlichen Verschmelzungen klar zu erkennen, die hier vorkommen[2]), kann die Argumente für die Nothwendigkeit, die Werkzeuge in das Wesen maschinen-technischer Erfindungen einzurechnen, nicht erschüttern; die Werkzeuge theilen die hier auftauchende Schwierigkeit mit den Organen der belebten Wesen und sicher war es, wie schon von anderer Seite nachgewiesen wurde, ein Fehlschuss, wenn Reuleaux[3]) hieraus folgerte, dass das Werkzeug nur als ein zufälliges Merkmal der Maschine anzusehen sei, welches als Grundlage des Verständnisses der vollständigen Maschine nicht dienen könne. In Wahrheit steht dem Ziele und Wesen der Maschine das Werkzeug näher als die Gesammtheit ihrer kinematischen Elemente.

---

1) Vergl. Dr. von Moeller, die Anwendung des Patentgesetzes auf die chemische Industrie. Patentblatt 1879, S. 405.

2) Th. Beck, Bemerkungen über den Begriff „Werkzeug“ in der Maschinenlehre, Civilingenieur 1878, S. 473 und H. Fischer, Anderweite Bemerkungen über den Begriff „Werkzeug“ in der Maschinenlehre, S. 535 desselben Bandes.

3) Reuleaux, Theoretische Kinematik. Grundzüge einer Theorie des Maschinenwesens. Braunschweig 1875. S. 480. — Wenn hiernach die neuere Kinematik den trefflichen Ausdruck „Werkzeug“ (um dessen Besitz das Ausland uns beneiden könnte) nicht zu würdigen wusste, ja sogar so weit ging, denselben als einen „verwaschenen Namen“ zu bezeichnen (F. Lincke, das mechanische Relais, Berlin 1880, S. 89), so ist es ein selbst angestiftetes Unheil, über welches sie sich beklagt und auf allen ins technologische Gebiet fallenden Ausläufern kinematischer Untersuchung kehrt nothwendig und unfehlbar der zu Grunde liegende Begriff wieder, sei es als „Organ“ (Zugkraftorgan, Organfunction, Organkette) oder als „Executor“, demnach unter Bezeichnungen, die man besser den Naturwissenschaften und — der Polizeiverwaltung ungeschmälert belassen sollte!

Eine Maschine, die man ihrer Werkzeuge so vollständig berauben würde, dass nicht wenigstens irgend ein kinematischer Stumpf als Ersatzorgan zu wirken vermöchte, wäre einem Wrack, einem Torso zu vergleichen.

Welche Bestandtheile und Substanzen bei den motorischen Maschinen, bei deren Steuerungs- und Regulirungsapparaten, bei den Kraftvermittlern, bei den Instrumenten u. s. w., dem Werkzeuge und dem Arbeitsmateriale der Maschine entsprechen, ist ohne Schwierigkeit ersichtlich, wenn auch mit dem Uebergange von Festkörpern zu Flüssigkeiten und Gasen, endlich zu unwägbaren Agentien eine analoge Verfeinerung der Werkzeuge verknüpft ist, wie sie am menschlichen Körper sich zeigt, wenn wir die Organe Hand, Ohr und Auge in ihrer Wirkung, in ihrem Zusammenspiel mit Festkörpern, mit der erzitternden Luft, mit dem schwingenden Aether unter sich vergleichen.

Durch das Vorstehende dürfte zugleich die Anschauung widerlegt sein, dass zwischen chemischer und mechanischer Erfindung ein Qualitäts-Unterschied bestünde, dass die letzteren gewissermaassen eine Erfindungsgattung zweiten Ranges repräsentirten! Die im Sinne dieser Anschauung auf dem chemischen Patent-Congresse in Baden-Baden im September 1879 ausgesprochenen befremdenden Behauptungen[1]) widerlegen sich durch die thatsächlichen Vorgänge in der Maschinentechnik: Auch der Mechaniker „erfindet"; auch die mechanische Construction setzt ausser dem Denkprocesse den „Versuch" voraus, zumeist sogar in viel grösserem Stile — in dem grenzenlosen Laboratorium der wirklichen Praxis —, unter Bewältigung grösserer Massen und grösserer Widerstände, unter ungünstigeren äusseren Umständen, als die chemische Erfindung, daher es sich erklärt, dass wohl im chemisch-technischen Prakticiren die deutschen Polytechniken und Universitäten erfolgreich mit einander wetteifern, dagegen für das maschinen-technische Experiment weder hier noch dort die ausreichenden Mittel und Kräfte sich finden wollen; keineswegs lassen die auf den ersten Anlauf gewählten maschinellen Anordnungen den beabsichtigten Erfolg immer unbedingt eintreten; von Verfahrungsweisen und technischen Processen lässt sich zweifellos auch in der mechanischen Technik sprechen, sobald man nur von dem schwerwiegenden Irrthume zurückkommen will, als ob das greifbare Gliederwerk der Maschine auch schon deren eigentliches technisches Wesen ausmache.

Dass übrigens die Erfinder auf dem Gebiete der Maschinentechnik und ihre Anwälte eine bestimmte Ahnung von diesem Irrthume haben, geht aus ihrer Vorliebe für gewisse Redewendungen hervor, die ein Ringen nach Vertiefung erkennen lassen; es sei z. B. erinnert an die beliebten Ausdrucksweisen: „Im Wesentlichen wie beschrieben", „substantially as and for the purpose herein described", „substantially in manner and so as to operate as hereinbefore specified", (certain tools) „or their equivalents" u. a. m.

Einzelne Patente lassen sich auch nachweisen, in welchen der Erfinder auf dem Gebiete der rein mechanischen Technik die hier betonte Beschränkung auf das wesentlich zur Sache Gehörige geübt hat; ein Beispiel solcher Art ist das deutsche Patent Nr. 1766 von Emile Cornely in Paris, Vorrichtung zur Herstellung mehrer parallelen Sticknähte vermittelst mehrer Nadeln und eines einzigen Fadens; hier sind nur die neuen Werkzeuge in ihrem beabsichtigten Zusammenspiele geschützt; die späteren Zusatzpatente Nr. 4244, Nr. 6635 desselben Erfinders bringen erst die besonderen Anordnungen der geeigneten Mechanismen des in sehr verschiedener Art behandelbaren kinematischen Theiles.

Dass auch das eigentliche Wesen der Maschine nicht in deren mathematisch feststellbaren Beziehungen oder ihren kinematischen Eigenschaften zu suchen ist, braucht den Lesern dieses Blattes und allen mit der Praxis vertrauten Technikern nicht erst auseinandergesetzt zu werden.

Die Technik entlehnt auch aus dem Thier- und Pflanzenreich die ihr geeignet erscheinenden Werkzeuge, — man denke an die Herstellung des Coconfadens durch die Seidenraupe, an die Festigung des Dünensandes durch Gräserwurzeln und dergl. —; in diesem Punkte

---

1) Patentblatt, Jahrg. 1880, S. 39 und 46; die folgenden Aeusserungen sind besonders charakteristisch:

Dr. Caro: „Unserer Ansicht nach existiren wesentliche Unterschiede zwischen den chemischen und mechanischen Erfindungen."

„Die chemische Erfindung ist nicht, wie die mechanische Construction, das directe Resultat eines Denkprocesses, sondern sie ist das Resultat des infolge eines Denkprocesses angestellten chemischen Versuches. Der Mechaniker ersinnt, der Chemiker erfindet. Die mechanische Construction steht bei ihrer Conception bereits fertig vor dem geistigen Auge da, und gelangt zur sinnlichen Wahrnehmung als Zeichnung, als Maschine, als Geräth, durch Anwendung mechanischer Hilfsmittel, die den beabsichtigten Erfolg unbedingt eintreten lassen; der fertige Gegenstand, der Gegenstand der Erfindung, ist der verkörperte Wille des Erfinders."

„Ganz anders mit der chemischen Erfindung, die aus dem Versuche, dem geglückten Versuche hervorgeht. Der Ausfall des Experimentes lässt sich mit Sicherheit nicht im Voraus bestimmen."

Resolution des Congresses: „Alles dies ist anders auf mechanischem Gebiete, von Verfahren und Product lässt sich hier überhaupt nicht in gleicher Weise reden, wie auf dem chemischen Gebiete. Die Mechanik hat es fast immer nur mit Constructionsformen: Apparaten, Werkzeugen oder Maschinen (auch für chemische Zwecke) zu thun."

berühren sich die Thätigkeitsgebiete der Technik mit denjenigen der Medicin, des Veterinärwesens, der Landwirthschaft, des Forstwesens und der Gärtnerei; auf denselben ist hier nur ergänzungsweise hinzuweisen. Von Belang für die im Nachfolgenden zu ziehenden Folgerungen ist nur, dass die Technik die für menschliche Zwecke gewollten Arbeiten verrichten lässt durch Organe, die dem Bereiche der als „organisch“ bezeichneten Natur und dem Bereiche der Artefakte ebenso gut angehören können, wie demjenigen der „anorganischen“ Natur; für die zunächst gelegenen Anschauungen der Technik ist die Grenzscheide zwischen „organischen“ und „anorganischen“ Körpern nicht vorhanden; jegliches Arbeitsorgan ist ihr recht, wenn es zum beabsichtigten Ziele führt, und wo die Natur ein solches nicht darbietet, wird es von menschlicher Intelligenz hervorgerufen, erfunden, gestaltet und ausgeführt; wo die „Organe“ fehlen, werden die „Werkzeuge“ geschaffen.

Als Endresultat der angestellten Betrachtung dürfte sich ergeben, dass die Patentansprüche, wenn sie den Absichten unseres Patentgesetzes entsprechen und zugleich den Interessen der Erfinder wirksam dienen sollen, jedenfalls enthalten sollten:

a) Bei Erfindungen, welche nur als Neuerungen an schon bekannten Verfahrungsweisen, Arbeitsmitteln oder Arbeitserzeugnissen sich darstellen, („Theil-Erfindungen“) die Angabe derjenigen gewerblich wiederholungsfähigen Handlung oder Aufeinanderfolge von Handlungen, durch welche das neue Object aus dem bekannten hervorgeht;

b) bei Erfindungen ganz selbstständigen Charakters, bei denen die Anlehnung an Bekanntes mit Grund ausser Betracht fällt, („Voll-Erfindungen“) diejenige Folge von Thätigkeitsakten der menschlichen, thierischen und pflanzlichen Organe, der Handwerkzeuge und Arbeitsgeräthe, der Molekular- und Maschinen-Werkzeuge, welche dem neuen Arbeitsverfahren, der neuen Kraft- oder Arbeitsmaschine u. s. w. zu Grunde liegt.

Gelingt es nicht, mindestens einen Anspruch der ersten Kategorie zu formuliren, ergiebt sich also, dass die Handlung der unter a) bezeichneten Art gänzlich in das Gebiet der herkömmlichen handwerksmässigen Gepflogenheiten, der landläufigen gewerblichen Ausübungen, der bekannten Constructionsmethoden, der Regeln und elementaren Grundsätze des Entwerfens, in das Gebiet der blossen Grössenänderungen, Hinweglassungen, Vervielfachungen u. s. w. hineinfällt, somit in dem Bereiche des technischen Könnens schon gänzlich gelegen ist, so kann von einer patentwürdigen, mit einem Privilegium auszustattenden Erfindung überhaupt nicht gesprochen werden.

Der Zahl nach dürften diejenigen Erfindungen überwiegen, welche unter a) fallen, in der Bedeutung stehen die unter b) charakterisirten offenbar am höchsten; Zusatzpatente werden vielleicht nur bei den letzteren ausreichend zu motiviren sein.

Rathsam mag es erscheinen, bei Arbeitsmitteln (Apparate, Instrumente, Werkzeuge, Waffen, Maschinen) ausserdem zur Verdeutlichung noch einige die concrete Ausführungsform der Erfindung betreffende Ansprüche beizufügen, welche alsdann des genauen Hinweises auf die Zeichnung in der Regel nicht entbehren können; — und wenn im Zweifelsfalle irrthümlich eine blosse Construction als technische Erfindung angesprochen wurde, so stehen überhaupt nur Claims dieser Art zur Verfügung —; aber als unentbehrlich im Sinne des Gesetzes sind dieselben nicht zu erachten; ja sie laufen demselben sogar gänzlich zuwider, wenn sie in sinnverwirrende haarspaltende Combinationsübungen ausarten, die weder dem Techniker, noch dem Richter das eigentliche Wesen der Erfindung zu vermitteln im Stande sind.

Würden die Maschinentechniker die hier dargelegten Anschauungen sich aneignen und demgemäss ihr Verhalten in Patentsachen einrichten, so würden sie manche Täuschungen sich ersparen, manchem langwierigen Processe entgehen können; der verderbliche Gedanke, dass man das für eine neue Maschine ertheilte Patent durch Abänderung einzelner Theile ungestraft umgehen könne, würde nicht mehr aufkommen können; an Stelle der isolirten Erfindungsthätigkeit Einzelner würde häufiger die unseren deutschen Mechanikern noch ganz ungeläufige gesellschaftliche Behandlung neuer Probleme der mechanischen Technik treten.

Für die Begriffsbestimmung der Ausdrücke „Erfinden“ und „Erfindung“ dürfte übrigens die vorstehende Betrachtung insofern eine Erweiterung geliefert haben, als (für die „Voll-Erfindungen“) das Eingeschlossensein des dynamischen Momentes im allerweitesten Sinne als wesentlich nachgewiesen wurde; nicht die Geistesarbeit des Menschen allein gehört zum technischen Erfinden, auch die Arbeit der Naturkräfte und dem von Menschen gewollten Zusammenwirken der natürlichen Arbeitsorgane des Menschen, der motorischen Substanzen, der in den chemischen und physikalischen Agentien sich darbietenden Werkzeuge mit den Maschinenwerkzeugen ist das eigentliche Wesen technischer Erfindungen zu suchen. In dieser Beziehung erweisen sich die bisher bekannt gewordenen Definitionen und Erklärungen

der in Rede stehenden Ausdrücke [1]) als unvollständig. Der Verfasser unterlässt es jedoch, diesen Definitionen eine neue anzufügen; denn er ist der Meinung, dass eine solche befriedigend kaum zu geben ist, indem z. B. die Grenzlinie zwischen „Construiren" und „Erfinden" auf dem Gebiete der mechanischen Technik allgemein nicht gezogen werden kann. Mit dem Standpunkte des Beurtheilers, mit dessen Fachkenntniss wird dieselbe immer sich als schwankend erweisen; daher es rathsam erscheint, die Begriffsbestimmung, soweit sie praktischen Zwecken dienen soll, forthin auf dem schon oben eingeschlagenen (auch in § 2 des Gesetzes für die Frage der Neuheit befolgten) Wege der logischen Negation zu bewirken.

1) 1760. Flögel (Einleitung in die Erfindungskunst, Breslau und Leipzig), S. 5: „Erfinden heisst aus etwas Bekanntem etwas Unbekanntes herleiten."

1877. Klostermann (Das Patentgesetz für das deutsche Reich, Berlin), S. 112: „Erfindung ist ein Geisteserzeugniss, welches entweder in einem neuen Gegenstande des Gebrauchs oder in einem neuen Hülfsmittel zur Herstellung von Gebrauchsgegenständen besteht."

1877. Landgraf (Das deutsche Reichsgesetz, betreffend den Schutz von Erfindungspatenten, Stuttgart), S. 2: „Erfindung bildet den Gegensatz zu den traditionellen, bisher üblichen Verfahren, Stoffen, Arbeitsmitteln, ist das Hervorbringen dessen, was bisher noch nicht vorhanden war."

1877. Dambach (Das Patentgesetz für das deutsche Reich, Berlin), S. 2: „Erfindung ist die Schaffung und Hervorbringung eines neuen, bisher nicht vorhanden gewesenen Gegenstandes oder Productionsmittels zu materiellen Gebrauchszwecken."

1877. Gareis (Das deutsche Patentgesetz vom 25. Mai 1877, Berlin), S. 27: „Erfindung ist Entdeckung einer vorher noch nicht bekannten Thatsache, dass durch eine concrete technische Einwirkung auf einen Stoff der Aussenwelt (Natur) ein der Wiederholung an sich unterziehbarer Erfolg erzeugt wird, oder: Entdeckung der vorher noch nicht bekannten Thatsache, dass durch eine concrete technische Verwendung eines Naturstoffes oder Naturgesetzes ein an sich wiederholbarer Erfolg erzielt wird."

1878. Kohler (Deutsches Patentrecht, I. Abth., Mannheim und Strassburg), S. 32: „Erfindung ist eine auf einer neuen Combination der Naturkräfte beruhende eigenartige Schöpfung des Menschengeistes zur Erreichung eines bestimmten Resultates."

1880. Quenstedt (Patentblatt 1880, Nr. 11): „Erfindung ist Ermittelung eines Verfahrens, wodurch die Herstellung eines Gebrauchsgegenstandes mit weniger oder anderer als der bisher nothwendigen Arbeit oder eines bisher ganz oder theilweise nicht bekannten Gebrauchsgegenstandes ermöglicht wird."

Literarische Neuigkeiten aus der Bautechnik.

Besprochen von

O. Gruner, Landbau-Inspector in Dresden.

1) Franz Woas, Regierungsbauführer. Der Asphalt, seine Geschichte, Gewinnung und Verwendung. Berlin 1880. Polytechnische Buchhandlung.
2) J. T. Zetter, Ingenieur in Solothurn. Der Asphalt und seine Verwendung in der Bautechnik. Zürich. Druck und Verlag von Orell, Füssli & Co. 1880.
3) E. Buresch, Grossherz. Oldenb. Geh. Oberbaurath. Der Schutz des Holzes gegen Fäulniss und sonstiges Verderben. Mit 4 lithographirten Tafeln. Dresden. Verlagsbuchhandlung von R. Kuntze. 1880.
4) Carl A. Romstorfer, Architekt u. s. w. Die Bautischlerei. Als Unterrichtsbehelf und zum Selbstunterrichte. I. Heft. Leipzig, Karl Scholtze. 1880.
5) Karl Fliesen, Ingenieur. Die orthogonale und perspectivische Schattenconstruction. Zum Gebrauche an technischen Anstalten u. s. w. Leipzig, Karl Scholtze. 1880.
6) Hugo Marggraff. Wasserversorgung, Kanalisation und Abfuhr in wirthschaftlicher, sanitätischer, ökonomischer und technischer Beziehung. München 1879. Verlag der Lindauer'schen Buchhandlung (Schöpping).
7) Ahrendts, Königl. Garnison-Baumeister. Die Ventilation der bewohnten Räume. Leipzig, Karl Scholtze. 1880.
8) Derselbe. Die Central-Heizungen der Wohnhäuser, öffentlichen Gebäude u. s. w. Leipzig, Karl Scholtze. 1880.
9) G. Lasius, Professor am Eidgen. Polytechnikum. Warmluftheizung mit continuirlicher Feuerung. Zürich. Druck und Verlag von Orell, Füssli & Co. 1880.
10) G. A. Breymann. Allgemeine Bauconstructionslehre. 4. Theil. Verschiedene Constructionen. Zweite verbesserte und vermehrte Auflage. 1. u. 2. Lieferung, bearbeitet von Heinrich Müller, Civilingenieur und Privatdocent in Berlin; 3. bis 6. Lieferung, bearbeitet von A. Scholtz, Baumeister und ordentl. Lehrer an der königl. Bauakademie u. s. w. in Berlin. Mit zahlreichen Holzschnitten und 100 Figurentafeln. Stuttgart. Verlag von Gustav Weise. 1877/78.
11) Ludwig Klasen, Architekt und Ingenieur in Wien. Graphische Ermittelung der Spannungen in den Hochbau- und Brückenbau-Constructionen. Mit 199 Holzschnitten und 6 lithographirten Tafeln. Leipzig. Verlag von Arthur Felix. 1878.
12) K. E. Ammon, Königl. Bauinspector. Die Unterhaltung der Kunststrassen. Eine praktische Anleitung. Leipzig, Karl Scholtze. 1880.
13) A. Scheffers, Professor, Architekt. Bauformen und Farben zur ornamentalen und decorativen Ausbildung des Innern, nebst Anwendung von Farben am Aeusseren der Gebäude. Dritte, überarbeitete und stark vermehrte Auflage. Mit 243 Holzschnitten, 30 schwarzen und 13 farbigen Tafeln. Leipzig. J. M. Gebhardt's Verlag. 1880.

Da unsere Besprechungen sich nur über ein bestimmt bestimmt begrenztes Gebiet der Fachliteratur erstrecken, so geschieht es naturgemäss, dass sie von Zeit zu Zeit Bücher betreffen, welche einen schon früher erwähnten Gegenstand behandeln. Wir glauben deshalb, dass es manchem unserer Leser nicht unwillkommen sein dürfte, wenn wir in solchen Fällen auf früher besprochene, ähnliche Erscheinungen verweisen und auf diese Weise eine Art Repertorium schaffen, welches bis zu einem gewissen Grade es erleichtert, die Fortschritte auf bestimmten Gebieten der Technik zu verfolgen.

Indem wir uns nun den sub 1) und 2) genannten Büchern zuwenden, sei dem eben Bemerkten gemäss zunächst an das im XXIV. Bande, S. 242, besprochene Buch von Gottgetreu erinnert, dessen etwaige Lücken auszufüllen die hier erwähnten Bücher geeignet erscheinen. Beide Broschüren, von denen Nr. 2, wie auch Nr. 9, den „Technischen Mittheilungen des schweizerischen Ingenieur- und Architekten-Vereins“ angehören, ergänzen sich in mancherlei Hinsicht. In dem Woas'schen Buche werden die Fundorte (Travers, Seyssel, Lobsan, Limmer u. s. w.), ferner die Gewinnungs- und Behandlungsweisen ziemlich vollständig aufgeführt; dafür ist aber die Verwendung des Asphalts nicht so erschöpfend behandelt, wie es wohl wünschenswerth wäre, vielmehr die Anwendung desselben für Strassenpflasterungszwecke einseitig hervorgehoben. Das zweite Buch hingegen geht auf die vielfältige Verwendung des werthvollen Baumateriales specieller ein und theilt eine Menge, der Praxis entnommene Winke und Anleitungen zur verschiedenartigen Behandlung desselben mit. Dafür kann man es aber auch von einer gewissen Einseitigkeit insofern nicht freisprechen, als es nur die beiden Sorten: Val de Travers und Seyssel berücksichtigt.

Das sub 3) genannte Buch ist die zweite Auflage einer durch den sächsischen Ingenieur-Verein prämiirten Preisschrift: ein Umstand, der weitere Empfehlung um so mehr entbehrlich erscheinen lässt, als es einem weiten Kreise der Fachgenossen schon von früher bekannt ist. Da es hauptsächlich die Conservirung der Hölzer für Eisenbahnzwecke im Auge hat, so hat sein Studium für den Architekten zwar ein hohes, wissenschaftliches Interesse, jedoch weniger direct praktischen Werth. Freilich kommen auch diesem, besonders dem Verwaltungsbaubeamten, Fälle vor, in denen er dem imprägnirten Holze vielfach den Vorzug geben würde; wir erinnern z. B. an die Instandhaltung der hölzernen Abdeckungen auf Schleussen, Aschegruben u. s. w., die ihn manchmal in eine gelinde Verzweiflung bringen könnten und für die er sich immer wieder, aber vergeblich, nach einem dauerhafteren Ersatze umsieht; es fehlt aber zur Zeit noch an bequemen Gelegenheiten, kleine Posten derartiger, verschiedentlich gestalteter Hölzer imprägniren zu lassen. — Der leitende Grundsatz, von dem die vorliegenden Untersuchungen ausgehen, ist der, dass es sich für den genannten Zweck (also hauptsächlich bei Eisenbahnschwellen) nicht um eine Conservirung für „ewige Zeiten“, sondern nur darum handeln kann, das Holz so lange zu erhalten, bis die unvermeidliche mechanische Abnutzung (durch Nageln, Unterstopfen u. dergl.) eingetreten ist. Nach eingehender Besprechung aller in Vorschlag gekommenen, beziehungsweise angewendeten, alter und neuer Imprägnirverfahren, an der Hand umfänglicher Tabellen, die ihre Entstehung jahrelangen, ausgedehnten Beobachtungen bei den verschiedensten Eisenbahnverwaltungen zu danken haben, gelangt der Verfasser dazu, die Zinkchlorid-Imprägnirung als die billigste und zweckmässigste zu empfehlen und widmet der ausführlichen Beschreibung eines sogenannten pneumatischen Präparirapparates und des bezüglichen Verfahrens die beiden letzten Kapitel, sowie vier hübsch gezeichnete Tafeln. Nächst dem genannten antiseptischen Stoffe scheint das Kreosot die meiste Beachtung zu verdienen; seine Wirkung erklärt sich dadurch, dass es den Eiweissstoff, mit dem es in Berührung kommt, rasch und vollständig gerinnen lässt, und dadurch Fäulniss oder Gährung unmöglich macht. Das Kreosotiren empfiehlt sich noch besonders für Wasserbauhölzer, sowie als Mittel gegen Wurmfrass; es erfolgt meist unter Druck in Form von erhitztem Steinkohlentheer, nach vorausgegangenem Dörren (welches sich mehr empfiehlt als Dämpfen) der betreffenden Hölzer. — Der reichhaltige Stoff des Buches lässt sich in einer kurzen Besprechung auch nur andeutungsweise nicht wiedergeben; es sei deshalb dem eigenen Studium der dafür interessirten Fachgenossen empfohlen.

Das Werkchen Nr. 4 gehört wie Nr. 5, 7, 8 und 12 der bei Scholtze erscheinenden „deutschen bautechnischen Taschenbibliothek“ an und erhält in dem vorliegenden 1. Hefte hinsichtlich der Werkzeuge manches Interessante und Neue, und ist dadurch geeignet, das im XXVI. Bande, S. 209, des Civilingenieurs besprochene Buch von Gottgetreu zu ergänzen, da es die neuesten Constructionen von Holzbearbeitungsmaschinen berücksichtigt. Durch die guten Illustrationen und die leicht aufzufindenden zugehörigen Erläuterungen gestaltet es sich zu einem handlichen Nachschlagebuch, welches dem im Titel genannten Zwecke recht wohl zu entsprechen vermag. Hinsichtlich des 1. Kapitels: „Bauhölzer im Allgemeinen“ u. s. w. hingegen will es uns bedünken, als ob der Verfasser besser gethan hätte, auf Bücher zu verweisen, welche diesem wichtigen Gegenstande den erforderlichen Raum und eingehende Behandlung widmen konnten. Ganz entbehrlich scheinen uns Bemerkungen wie die (S. 33), dass „das Fichtenholz mit brasselnder Flamme brennt und bedeutend raucht und russt.“

Das unter 5) genannte Buch setzt selbstverständlich nicht nur geometrische Vorkommnisse, sondern, was die perspectivische Schattenconstruction betrifft, auch die Bekanntschaft mit dem perspectivischen Zeichnen voraus, weshalb darin auf ein Bändchen der gleichen Collection von demselben Verfasser, worin er die Grundzüge der freien Perspective behandelt, verwiesen wird. Die Behandlung des Gegenstandes ist jedoch keine unpraktisch-pedantische; sie verfolgt den Zweck, den Leser zu befähigen, mit einigen Hilfspunkten die gewöhnlich vorkommenden Aufgaben rasch und richtig zu lösen, wozu an den üblichen Beispielen, wie dorisches Kapitell (beiläufig bemerkt der schlimmsten Sorte), Schraubenspindel, Nische u. s. w, deutliche Anleitung gegeben wird. Auch die Spiegelung wird dabei berücksichtigt. Das Werkchen ist nicht theuer (2 ℳ 40 ₰.) und kann zur Anschaffung empfohlen werden.

Mit dem Buche Nr. 6 hat der Verfasser den originellen Gedanken verfolgt, das reichhaltige Material, welches sich bei Erörterung der im Titel genannten städtischen Einrichtungen für München in Form zahlreicher Berichte, Verhandlungen, Referate und Projecte angesammelt hat und welches durch den Münchener Stadtmagistrat bereits in acht Grossquartbänden veröffentlicht worden, aber in dieser Form nicht recht handlich und übersichtlich (und wohl auch nicht billig?) ist — zu sichten und die darin niedergelegten Grundsätze kapitelweise zusammen zu ordnen. Dabei ist die apodiktische Form gewählt worden und da die Blumenlese von rein objectivem Standpunkte erfolgte, so ist es bei der Verschiedenheit der Ansichten, aus denen die Quellenwerke flossen, nur natürlich, dass zuweilen directe Widersprüche unmittelbar nebeneinander stehen. Dies scheint uns indessen, so

lange auf den fraglichen Gebieten keine unanfechtbaren Grundsätze aufgestellt worden sind, kein Fehler; es gilt eben auch hier der Spruch: Audiatur et altera pars! und das Büchlein wird dadurch geeignet, auf Manches aufmerksam zu machen, was leicht übersehen würde, und zu eigenen Beobachtungen und Entscheidungen mehr anzuregen, als es ein Lehrbuch mit lauter unerschütterlich hingestellten Behauptungen vermag. — Ausführlicheres über den Gegenstand findet sich in den im XXV. Band, S. 227, besprochenen Broschüren von Pettenkofer und Liernur vor.

Die unter 7, 8 und 9 aufgeführten Bücher behandeln Gegenstände verwandter Gebiete: Heizung und Ventilation, z. Th. im Allgemeinen, z. Th. an speciellen Beispielen. Das letztere gilt von dem Lasius'schen Büchlein, das einen zwar nur bescheidenen, aber interessanten Beitrag zur Lösung der viel bestrittenen Frage bietet. Es enthält die Erfahrungsresultate, welche der Verfasser mit der Centralheizung seines eigenen Wohnhauses gesammelt hat, und mit Recht betont er in den einleitenden Worten den Werth, den derartige praktische Erfahrungen gegenüber den „allgemeinen Behauptungen und Wiederholungen z. Th. nicht bewährter Ansichten der Handbücher" besitzen. Dass wir es hier nicht mit rohen, planlosen Experimenten zu thun haben, werden wir weiter unten sehen. Die mitgetheilten Resultate sind sehr günstig und zur Nachahmung ermuthigend, wobei freilich auch nicht übersehen werden darf, dass die Vorbedingungen in günstiger Weise erfüllt waren. Das Haus, in welchem die Versuche angestellt wurden, ist zwar freistehend, aber in den Umfassungen mit isolirenden Luftschichten versehen; die Heizkammer liegt vollkommen central und alle Räume des Hauses werden geheizt. Der Verfasser hat nun gefunden, dass 1275^{cbm} Raum täglich mit 50^{kg} Kokes auf durchschnittlich 16° C. erwärmt wurden. Er hat ferner fortgesetzte Untersuchungen auf den Feuchtigkeitsgehalt der Zimmerluft angestellt (wobei bemerkt werden muss, dass sein Calorifère keinen Verdunstungsapparat besitzt) und dabei als Mittel 30 Proc., als Minimum 25 Proc. relative Feuchtigkeit gefunden. Der Umstand, dass nicht nur seine Familie, sondern auch zufällige Besucher sich in dieser Atmosphäre sehr wohl befanden, dass ferner die gerühmte Luft von Davos auch nicht mehr als 25 Proc. aufweist, befestigt in ihm die Ueberzeugung, dass die in den Lehrbüchern geforderten 50—70 Proc. als antiquirte Werthe zu bezeichnen seien. (In dem Ahrendt'schen Buche sub 7) werden 40—60 Proc. der Maximalfeuchtigkeit verlangt, auch der im XXV. Bande, S. 226, besprochene Wolpert'sche Leitfaden fordert soviel, während das ebenda erwähnte Handbuch von Degen die Frage des Feuchtigkeitsgehaltes der Ventilationsluft gar nicht berührt.)

Auch über die zulässige Verlangsamung des Verbrennungsprocesses resp. die Ausnutzung des Brennmateriales haben Versuche stattgefunden und gezeigt, dass noch kein Kohlenoxydgas entsteht, wenn auch die Verbrennungsgase mit nur 38° C. in den Schornstein entweichen. — Die Mittheilungen dürfen in mehr als einer Hinsicht lehrreich genannt werden; insbesondere zeigen sie auch, wie wünschenswerth es ist, dass der Architekt mit den Wärmetheorien, sowie mit dem Gebrauche der zugehörigen physikalischen Instrumente wohl Bescheid wisse. Um sich mit den letzteren vertraut zu machen, bietet das unter 7) genannte Buch gute Gelegenheit, indem die zu Beobachtungen erforderlichen Grundsätze und Apparate darin aufgeführt und erläutert werden. Altbekannte, sowie auch neueste Instrumente zur Bestimmung der Feuchtigkeit, Geschwindigkeit u. s. w. der Luft finden darin Erwähnung, von Abbildungen begleitet. Ferner sind die üblichen Ventilationsmethoden, soweit dieselben unabhängig von der Heizeinrichtung angewendet werden, in leicht verständlicher Weise und unter Berücksichtigung der neuesten Verbesserungen besprochen, besondere Aufmerksamkeit ist auch den Luftsaugern gewidmet (wobei dem Wolpert'schen vor allen anderen der Vorzug gegeben wird) und es kann nicht geleugnet werden, dass in dem beschränkten Raume, welcher den Bändchen der Taschenbibliothek vorgeschrieben ist und für den entsprechend billigen Preis (2 ℳ) viel geboten wird. Die Einschränkung sollte aber trotzdem nicht so weit getrieben werden, nicht nur ein Vorwort wegzulassen, aus dem sich Standpunkt und Ziel des Verfassers erkennen liessen (denn das mit „Vorwort" bezeichnete Kapitel ist nichts Anderes als eine „Einleitung"), sondern auch das Inhaltsverzeichniss zu unterdrücken, was um so weniger zu rechtfertigen ist, als die letzten fünf Seiten des Büchleins sammt Umschlag zu buchhändlerischen Anzeigen benutzt worden sind. — Das Gesagte gilt im Allgemeinen auch von dem Buche Nr. 8, hinsichtlich der Empfehlung wie auch der Ausstellung. Es fusst auf dem vorher besprochenen Buche, von dem der Verfasser auch oft genug als von „meinem Hefte" Erwähnung thut. Die neueste Fachliteratur, namentlich die periodisch erscheinende, ist fleissig benutzt, und deshalb gewährt auch dieses Buch einen Ueberblick der neuesten Fortschritte auf dem Gebiete der Centralheizung, wobei auch ziemlich in's Detail eingegangen und der Gegenstand durch anschauliche Holzschnitte erläutert wird. Interessant ist in dem Kapitel: Dampfheizung die dem „Rohrleger", Jahrgang 1879, Nr. 13, entnommene Schilderung der Districtsdampfheizung in dem Städtchen Lockport, N. Y., welche auf eine Strecke von drei engl. Meilen die Wohnungen mit Wärme zum Stubenheizen und Kochen, sowie mit Badewasser und Dampfkraft für den Kleinbetrieb versorgt. — Das vorliegende Heft schliesst das erste halbe Hundert der „Taschenbibliothek", wenn auch ohne Sang und Klang, aber in einer Weise, welche dem Unternehmen entspricht, nämlich würdig ab und wir wünschen dem letzteren, dass die gute Meinung für dasselbe sich unverändert bis zum vollen Hundert erhalte!

Während die anderen Bände des Breymann'schen Werkes z. Th. schon die vierte Auflage erlebt haben, liegt uns in den unter 10) genannten Heften von dem vierten Bande erst die zweite Auflage vor. Derselbe war lange Zeit gänzlich vergriffen und die Nachfrage mag keine zu starke gewesen sein, da er überhaupt wenig bekannt und des ganzen Werkes schwächster Theil war. In seiner ersten Auflage enthielt er unstreitig manches Brauchbare, aber ebenso viel oder noch mehr seines Inhaltes war entbehrlich, unvollständig oder veraltet. Der neuen Bearbeitung kann man nun zwar dies gewiss nicht nachsagen; das, was uns davon bis jetzt vorliegt, ist durchaus brauchbar und lässt auch für den Rest der Arbeit eine gediegene Leistung erwarten. Auch die Ausstattung hat in den Händen der jetzigen Verlagsbuchhandlung gewonnen; es sind nicht nur gute Holzschnitte und schwarze, sondern auch farbige Tafeln dem Werke beigefügt; — gleichwohl scheint uns der Gegenstand für die gewählte Art der Veröffentlichung, d. h. im Zusammenhange mit dem Breymann'schen Lehrbuche nur theilweise geeignet. Die neuen Bearbeiter mochten selbst empfinden, dass das, was von dem Kapitel „Feuerungsanlagen" unwandelbar feststeht, schon in zahlreichen anderen Büchern niedergelegt und beschrieben ist, und glaubten deshalb ihr Augenmerk den neuesten Versuchen und Erfindungen zuwenden zu sollen (wobei ihnen indessen beachtenswerthe Neuerungen wie die Schultz'sche Rosteinrichtung, der Born'sche Lufterneuerungsofen u. a. doch entgangen sind). So verdienstlich diese Bestrebung an und für sich ist, bringt sie doch

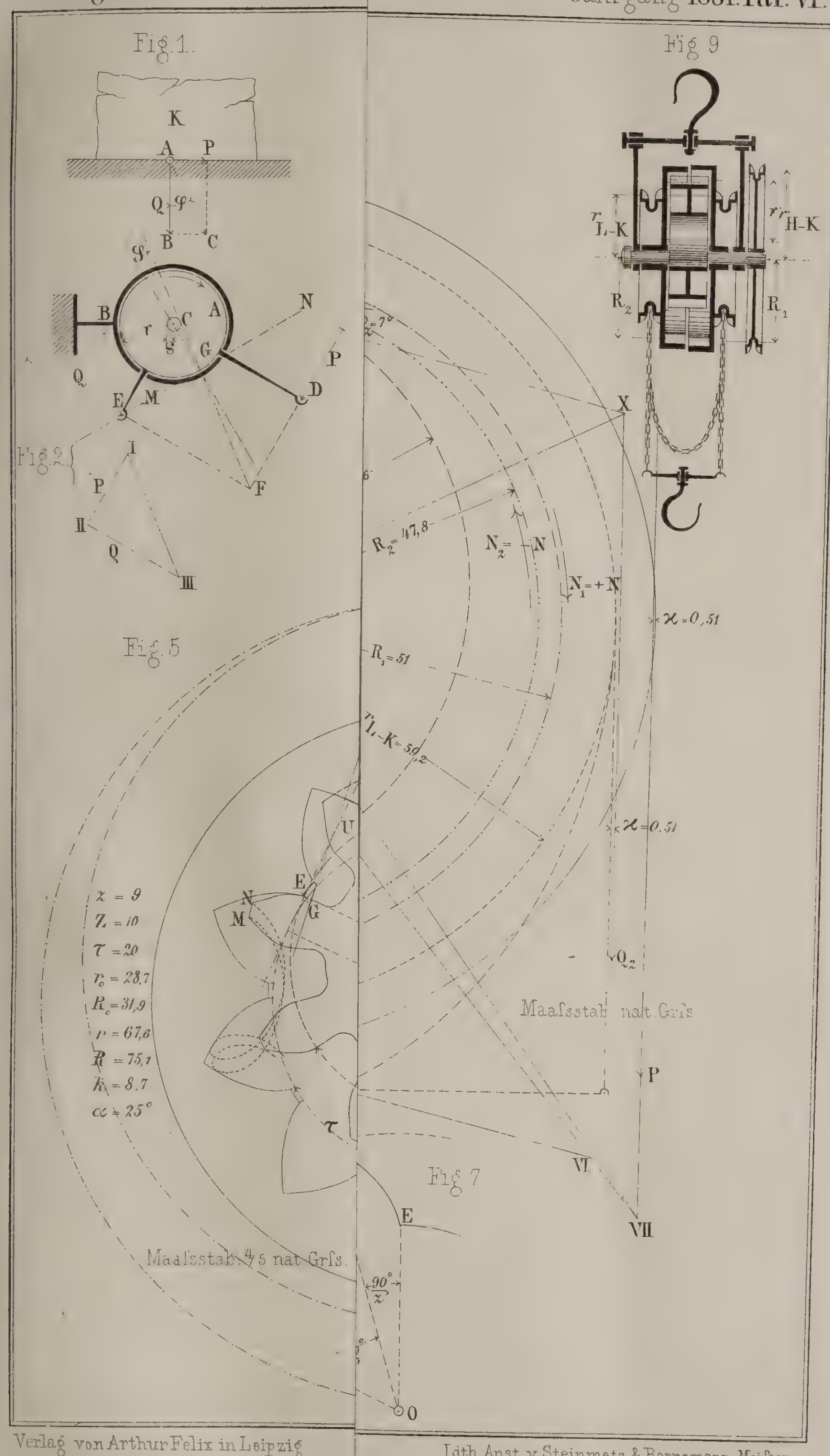
ein Lehrbuch leicht in die Gefahr, den Ruf der unbedingten Zuverlässigkeit einzubüssen, und es wäre zu beklagen, wenn der vierte Band in dieser Hinsicht Veranlassung gäbe, den wohlverdienten Ruf des ganzen Werkes zu erschüttern.

Der Vielseitigkeit des von uns schon oft genannten Verfassers und seiner fleissigen Benutzung der neueren Literatur verdanken wir die unter 11) genannte neue Erscheinung. Sie ist zunächst bestimmt, eine Ergänzung des auch von uns (im XXIV. Bande, S. 247) besprochenen „Handbuch der Holz- und Holzeisen-Constructionen des Hochbaues" desselben Verfassers zu bilden. Er verfolgt damit ähnliche Zwecke, wie das im XXVI. Bande, S. 213, erwähnte Wittmann'sche Buch, d. h. er sucht die auftretenden Spannungen auf graphischem oder analytischem Wege zu ermitteln, je nachdem die eine oder die andere Methode schneller zum Ziele führt, wobei er indessen im Allgemeinen dem graphischen Verfahren den Vorzug giebt. Diese Bestrebungen, die vorzugsweise durch Culmann cultivirte Wissenschaft immer mehr in die Praxis einzuführen, verdienen unseres Erachtens ganz besonders die Sympathie des Technikers, da durch sie dessen Thätigkeit gewissermaassen einheitlicher (nämlich zeichnend) wird. Der erste Abschnitt des Buches behandelt die Elemente der graphischen Statik und ist wohl geeignet, den der Sache gänzlich Unkundigen damit vertraut zu machen. Dabei ist nur zu verwundern, dass der Verfasser des bei grapho-statischen Arbeiten fast unentbehrlichen Amsler'schen Planimeters keine Erwähnung thut. Nach und nach geht dann der Verfasser zu schwierigeren Aufgaben über, die er dem Hochbau und Brückenbau entnimmt. Bei Behandlung der Gewölbe sind die Begriffe der Druck- und der Stützlinie nicht gesondert gehalten, sondern stillschweigend als identisch betrachtet, was aber, namentlich bei Gewölben mit breiten Schichten, zu sehr ungenauen Resultaten führen kann. Die beigegebenen Tafeln sind sehr gut gezeichnet; besonders interessant ist die Zusammenstellung der in verschiedenen Ländern gebräuchlichen Typen von Futter- und Kaimauern auf Blatt 6, sowie die der verschiedenen Methoden, den Erddruck graphisch zu bestimmen auf Blatt 5. Die Ausstattung des Buches lässt nichts zu wünschen übrig.

Das Buch sub 12) enthält die in liebenswürdiger Form mitgetheilten Erfahrungen und sehr beachtenswerthen Rathschläge eines alten Praktikers. Den Anstoss dazu mag der in Preussen sich vollziehende Uebergang der Staatschausséen in die Selbstverwaltung der Provinzen gegeben haben; es hat die Bestimmung, Behörden wie Techniker, die der Sache bisher ferner standen, auf manches aufmerksam zu machen, was bei der ökonomischen rationellen Anlage und Unterhaltung von Kunststrassen berücksichtigt sein will. In Ländern, wo (wie im Königreiche Sachsen) für den Bau und die Unterhaltung der Staatsstrassen besondere technische Beamte bestellt sind, wird zwar die dem Buche zu Grunde liegende Voraussetzung hinfällig, es giebt aber auch hier Viele: Privatpersonen wie Corporationen, denen die Administration kleiner oder grösserer Strassentracte als Nebengeschäft obliegt, und diese finden in dem bündig gefassten (ca. 20 Seiten enthaltenden) Heftchen über Neubau, Unterhaltung, Materialien, Baumpflanzungen, Grenz- und andere Steine eine Menge beachtenswerther Winke und Notizen; solchen sei es angelegentlich empfohlen!

Das Scheffers'sche Buch, dessen Titel wir unter 13) mittheilen, steht zu den Bestrebungen, welche sich im heutigen Kunstgewerbe erfreulicherweise mehr und mehr geltend machen, in naher Beziehung und ist sehr dazu geeignet, die neuen, geläuterten Anschauungen ins praktische Leben einzuführen. Es ist gewissermaassen die Verkörperung der Theorien, welche, bis jetzt wohl am besten, Jacob Falcke in seinem, noch nicht nach Gebühr gekannten und verbreiteten Buche: „die Kunst im Hause" ausgesprochen hat. Mit dieser Aufgabe, dem praktischen Bedürfnisse zu dienen, stehen die zum Theil recht weitläufigen doctrinären Untersuchungen freilich im Widerspruche und man würde sie um so leichter verschmerzen, als sie in etwas schwülstigem und zuweilen unklarem Stile geschrieben sind, auch manchmal Ideen enthalten, die weder für fruchtbar noch durchgehends stichhaltig gelten können. Dazu rechnen wir z. B. die Behauptung, dass die cylindrische Umwandung eines Raumes die ursprünglichste sei. Die Geschichte der Baukunst, wie die alltägliche Erfahrung widersprechen dem vollständig. Zwischen dieser „Zelle", wie der Verfasser diesen „ursprünglichsten" Raum nennt und der Zelle organischer Organismen, dem Zusammentreten mehrerer Exemplare von jener und dieser Art werden dann Analogien gesucht und mit einem unglaublichen Salto mortale gelangt der Verfasser zu den complicirten Grundrissen gothischer Kathedralen mit ihren Kapellenkränzen, welche Nachahmungen der organischen Natur (wahrscheinlich der im Schnitt gesehenen Gefässbündel) sein sollen. Dafür vermisst man in anderen Kapiteln die genügende Ausführlichkeit; so hätten wir z. B. gewünscht, dass der Verfasser lebhafter für den farbigen Ofen eingetreten wäre, während er sich begnügt, einige farblose Zeichnungen marktgängiger Oefen zu geben und das Uebrige dem durch die Lekture des Buches geläuterten Geschmacke des Lesers überlässt. — Das Buch ist für moderne Verhältnisse geschrieben und es ist deshalb fast selbstverständlich, dass der mittelalterliche Stil nur in ganz wenigen Fällen und fast ausschliesslich die Renaissance berücksichtigt worden ist; Fragen der Construction sind nicht mehr als unerlässlich nothwendig hereingezogen, indessen ist die constructive Ausführung bei allen Beispielen (insbesondere Thür- und Fensterverschlüssen, Läden u. s. w.) immer im Auge behalten. Eine treffliche Zugabe, die manches schneller und vollständiger erklärt als der Text, bilden nächst den zahlreichen Holzschnitten die 41 lithographirten Tafeln, von denen sich besonders die in der Fritzsche'schen Anstalt hergestellten durch Farbenpracht und correcten Druck auszeichnen. — Gewissenhaftes Studium des Textes wie der Abbildungen wird die Aneignung leitender Grundsätze beim Auswählen oder Entwerfen von Bautheilen und Decorationen ausserordentlich erleichtern und das Lernen systematisch gestalten; — aber das Sehen, Studiren und Nachzeichnen zahlreicher guter Beispiele in natura wird dem Architekten, der selbstständig und mit Phantasie schaffen lernen will, dadurch nicht erspart!

Zum Schlusse drängt sich uns eine Bemerkung allgemeiner Natur auf, zu der indessen das zuletzt besprochene Buch nicht zum kleinsten Theile Veranlassung gegeben hat; sie betrifft die Willkür, um nicht zu sagen Anarchie, die in der deutschen Orthographie und Wortbildung einreisst und an der man beim Lesen neuer literarischer Erscheinungen, auch ohne pedantische Anwandlungen unwillkürlich Anstoss nimmt. Welches Auge stutzte nicht vor der Schreibweise: zumtheil, zu gebote stehen, im anhalt, im verfolg, Esquimeaux u. s. w., oder bei Wortbildungen wie: constructionell, Trockniss, fehlsam u. s. w., die wir neben vielen ähnlichen Beispielen den Büchern Nr. 3 und 13 entnehmen. Die Frage wegen einheitlicher Regelung der Orthographie ist in Fluss gekommen und wird hoffentlich in absehbarer Zeit ihre definitive Lösung finden. Mag dieselbe zu Gunsten etymologischer oder phonetischer Grundsätze ausfallen: wenn nur dadurch die jetzt herrschende, wahrhaft unbehagliche Unsicherheit und Gesetzlosigkeit der Schreibweise beseitigt wird!



Verlag von Arthur Felix in Leipzig
Lith. Anst. v. Steinmetz & Bornemann, Meißen.

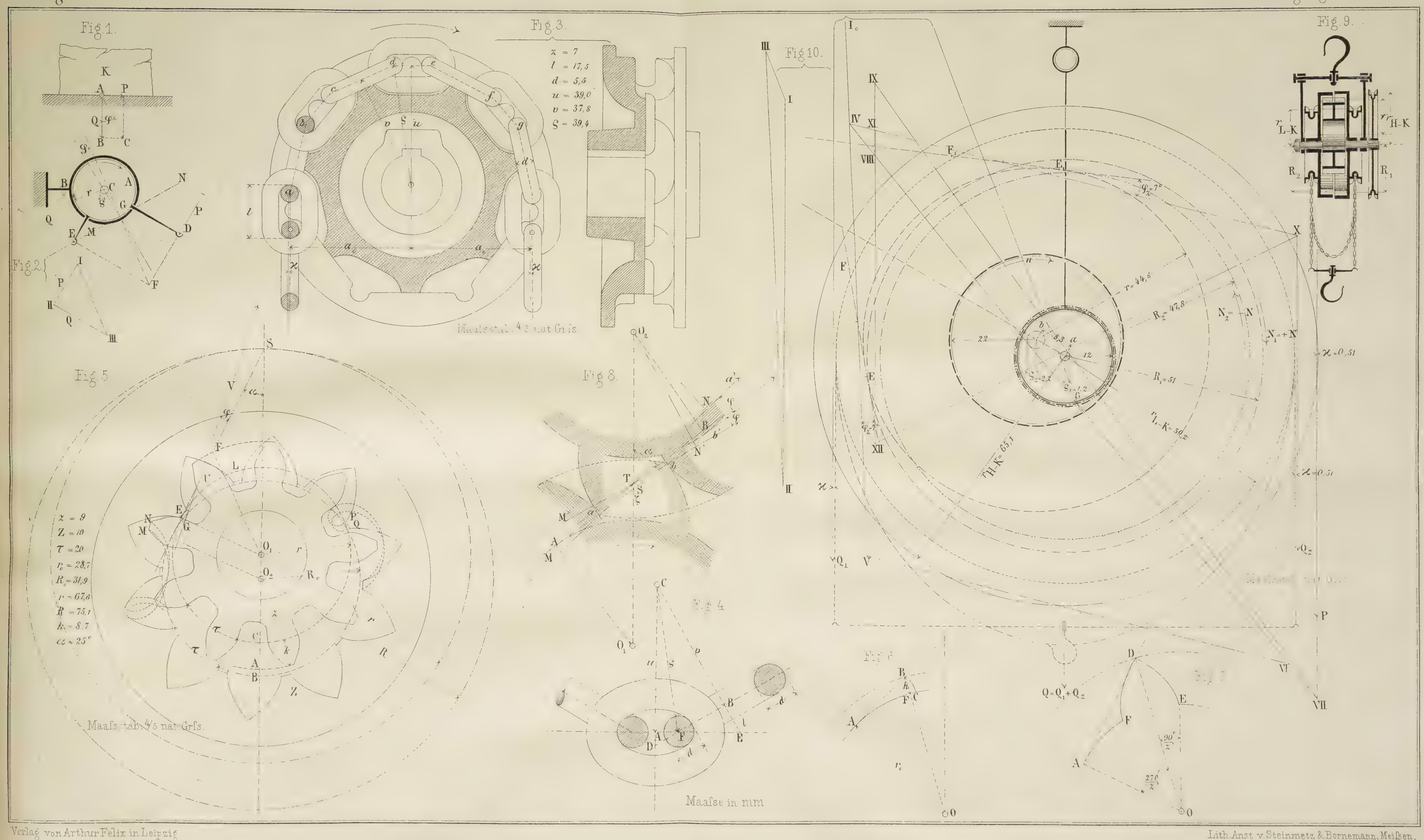
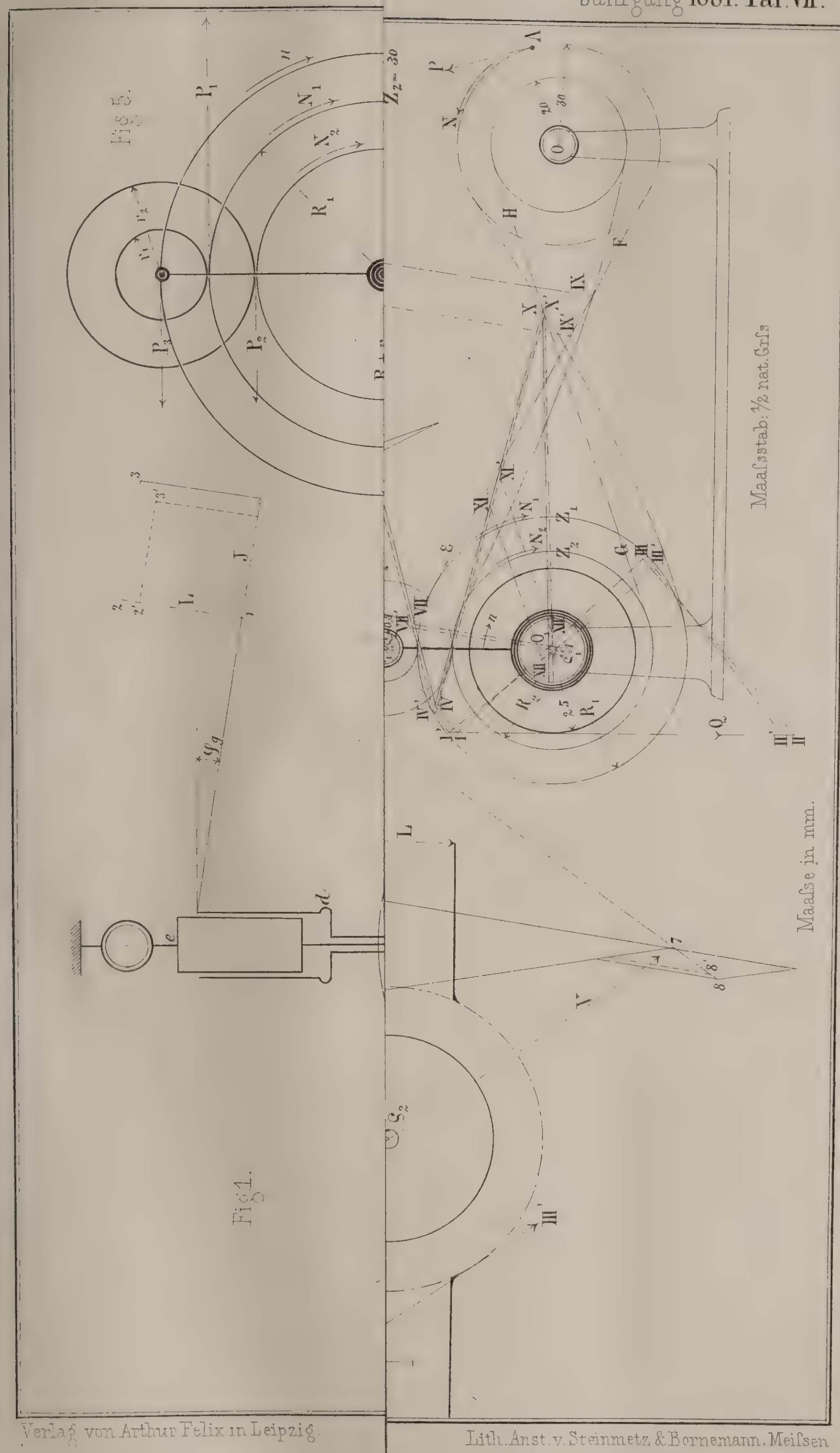
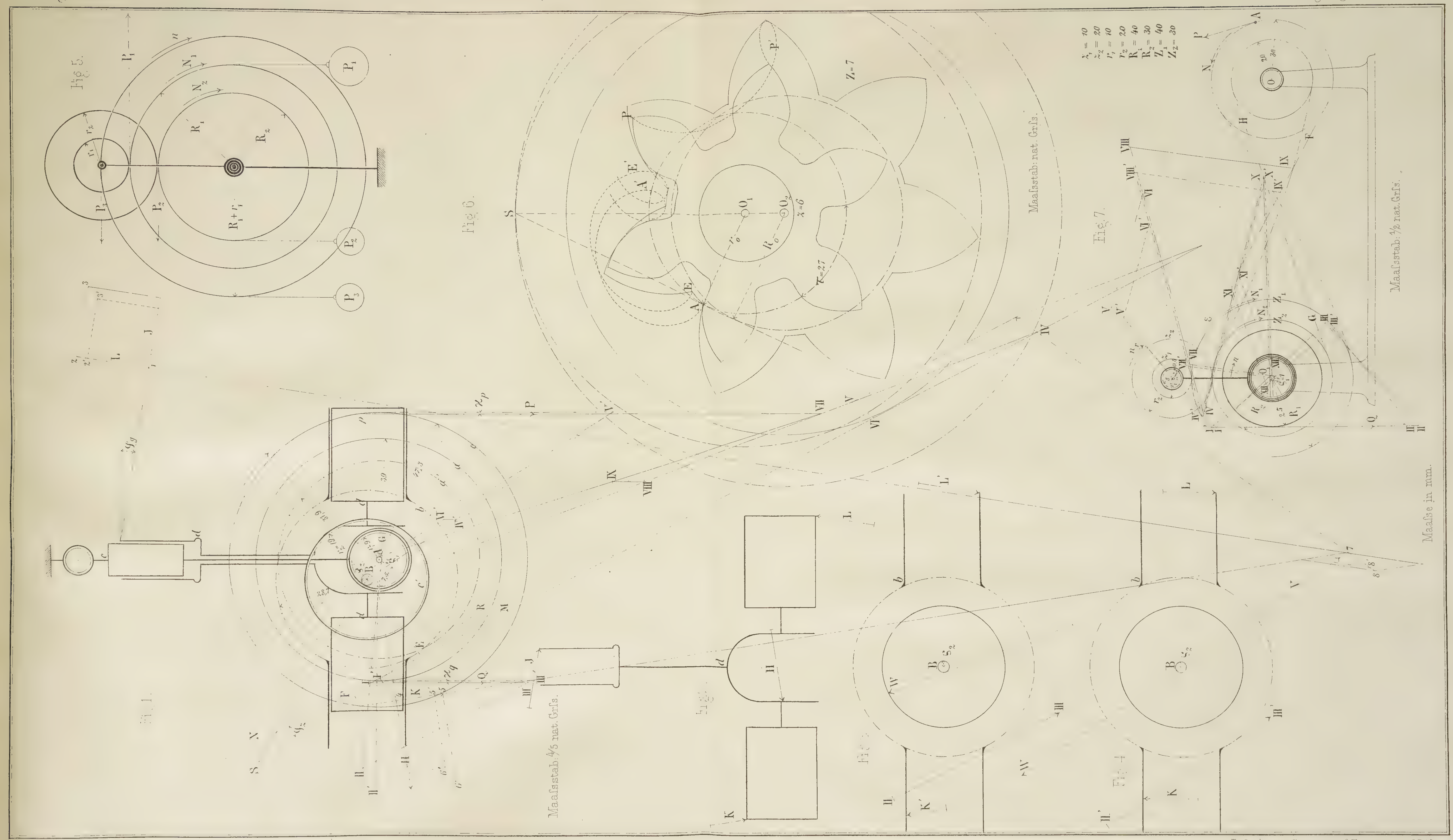


Fig. 1.
Fig. 2
Fig. 3.
Fig. 4
Fig. 5
Fig. 8.
Fig. 9.
Fig. 10.
z = 7
l = 17,5
d = 5,5
u = 39,0
v = 37,8
ρ = 39,4
z = 9
Z = 10
τ = 20
r₀ = 28,7
R₀ = 31,9
r = 67,6
R = 75,1
h = 8,7
α = 25°
Maafsstab 4/5 nat. Grfs.
Maafse in mm
Q = Q₁ + Q₂



Verlag von Arthur Felix in Leipzig.
Lith. Anst. v. Steinmetz & Bornemann. Meifsen



Lith. Anst. v. Steinmetz & Bornemann. Meifsen.

Bestimmung des Wirkungsgrades der Differenzial-Räderwerke,

unter Zugrundelegung einer von Herrn Gustav Herrmann, Professor am Polytechnikum zu Aachen, angegebenen und in dessen Werke: „Zur graphischen Statik der Maschinengetriebe" niedergelegten graphischen Methode.

Von

Friedrich Bock,

Assistent für Maschinenbaukunde an der technischen Hochschule zu München.

(Hierzu Tafel VI und VII.)

Die passiven Widerstände, welche beim Betriebe der Differenzialräderwerke auftreten, bestehen hauptsächlich in Zahn- und Zapfenreibung, sowie in Ketten- und Seilsteifigkeit, und es soll hier eine Erläuterung der graphischen Behandlung dieser Widerstände nach oben genannter Methode in kurzer Fassung vorausgehen.

1) Reibung des Gleitens.

Liegt ein Körper K (Fig. 1, Taf. VI) vom Gewichte Q auf horizontaler Unterlage, und soll die Reibung, welche er an derselben erfährt, durch eine gerade durch den Angriffspunkt A der Kraft Q gehende horizontale Kraft P überwunden werden, so muss sein

$$P = fQ,$$

unter f den Reibungscoëfficienten der entsprechenden Materialien verstanden. Damit in dem hier vorausgesetzten Grenzfalle Gleichgewicht herrscht, muss die Reaction CA der Unterlage gleich und entgegengesetzt sein der Mittelkraft AC aus P und Q.

Da $\frac{P}{Q} = tg\,\varphi$, wobei φ den Reibungswinkel bedeutet, findet sich P durch Anlegen von φ an Q aus dem Kräftedreieck ABC. Nach welcher Seite der Normalen AB zweier sich in ebenen Flächen stützenden Körper der Winkel φ anzutragen ist, um die Reactionsrichtung der beiden Körper zu erhalten, ergiebt sich aus der Thatsache, dass die Componente der Reaction des einen Körpers, parallel der Stützfläche, immer der Relativbewegung des andern Körpers gegen den ersten entgegengesetzt gerichtet sein muss.

2) Zapfenreibung.

Der im Lager B (Fig. 2, Taf. VI) drehbare Zapfen A werde am Hebelarme CD von der Kraft P angegriffen, und es soll der am Hebelarm CE auftretende Widerstand Q bestimmt werden, welchen P unter Berücksichtigung der Zapfenreibung zu überwinden vermag. Soll der Zapfen unter Einwirkung der Kräfte P, Q und der noch unbekannten Lagerreaction im Gleichgewichte sein, so müssen sich diese drei Kräfte in einem Punkte schneiden, es muss also die Lagerreaction durch den Schnittpunkt F von P und Q gehen; denkt man sich die beiden Stützflächen an der Berührungsstelle von Zapfen und Lager durch die gemeinsame Berührungsebene MN ersetzt, so muss nach Obigem die Lagerreaction mit der Normalen zu MN, also mit dem nach dem Berührungspunkte G gezogenen Zapfenradius den Reibungswinkel φ einschliessen, oder, wie aus der Figur ersichtlich, einen aus C mit dem Radius $\varrho = r \sin\varphi$ beschriebenen Kreis berühren. Aus dem Kräftedreieck $I\,II\,III$, wo $I\,II : \# P$, $II\,III : \parallel Q$, $I\,III : \parallel FG$ gezogen wurde, ergiebt sich Q zu $II\,III$, die Lagerreaction zu $III\,I$. Ist sonach von der Lagerreaction ein Punkt oder die Richtung bekannt, so findet man ihre Lage durch Ziehen einer Tangente durch diesen Punkt oder parallel der gegebenen Richtung an jenen Kreis mit dem Radius ϱ.

Welche der beiden möglichen Tangenten hier zu nehmen ist, ergiebt sich daraus, dass die Tangentialcomponente der Reaction des einen der beiden Körper der Relativbewegung des andern Körpers gegen den ersten entgegengesetzt gerichtet sein muss. Auch führt folgende Betrachtung zur Bestimmung der richtigen Tangente: Der spitze Winkel, den die Reactionsrichtung GF beider Körper mit MN im Material des einen Körpers einschliesst, muss mit seiner Schneide der Relativbewegung des andern Körpers gegen den ersten zu widerstehen suchen.

3) Kettenreibung.

Der Widerstand, welchen eine Kette bei Drehung des zugehörigen Kettenrades an der Auf- und Ablaufstelle der Biegung entgegensetzt, lässt sich dadurch auf Zapfenreibung zurückführen, dass man das in seiner Mittelebene mit der Scheibenebene zusammenfallende Kettenglied der Biegungsstelle als Lager, das sich gegen dieses Lager drehende Glied als entsprechenden Zapfen betrachtet. Die Reaction zwischen den sich gegen einander drehenden Kettengliedern muss sonach den aus dem Zapfenmittel beschriebenen Reibungskreis berühren, dessen Radius

$$\varkappa = \frac{d}{2} \sin \varphi_1,$$

wobei d den Durchmesser des Ketteneisens, φ_1 den zugehörigen Reibungswinkel bedeutet; dieselbe fällt sonach in eine Tangente an den Reibungskreis, parallel der betreffenden Kettenrichtung. Dadurch wird die Richtung der Zugkraft im auflaufenden Kettentrumm von der Drehachse um $\varkappa$ entfernt, für das ablaufende Kettentrumm dagegen der Drehachse um $\varkappa$ genähert. Das in Fig. 3, Taf. VI, dargestellte Kettenrad habe die durch einen Pfeil angedeutete Drehrichtung; es ist dann der Abstand der linksseitigen Zugkraftrichtung der Kette von der Drehachse $= a_0 + \varkappa$, der entsprechende Abstand rechts $= a_0 - \varkappa$, wenn unter a_0 der Radius des Mittelkreises der gekrümmten Kette verstanden ist. Der Reibungswinkel ergiebt sich bei gleichen Materialien für Kettenreibung bedeutend grösser als für Zapfenreibung; eine Hauptursache dafür bildet wohl die meist mangelhafte Construction der gezahnten Kettenräder, weshalb hierauf etwas näher eingegangen werden soll. Damit die Reibungsarbeit an der Auf- und Ablaufstelle ein Minimum wird, damit also zu der dort auftretenden Zapfenreibung keine Nebenreibung tritt, ist dafür zu sorgen, dass immer der Mittelpunkt des Zapfenquerschnittes in der Mittellinie des als Lager dienenden Gliedes bleibt. Dies wird erreicht, wenn die Seiten ab, cd, ef, ... des Polygons $abcdef$.... möglichst gross sind; dann ist das gekrümmte Kettenstück gespannt, ohne dass die senkrecht zur Radachse liegenden Glieder unterstützt werden, und es sind unregelmässige Bewegungen und Stösse zwischen den Kettengliedern an der Auf- und Ablaufstelle vermieden. Die dadurch bedingten Entfernungen u und v der normal und parallel der Radachse liegenden Glieder des gekrümmten Kettenstückes bestimmen sich wie folgt:

A und B (Taf. VI, Fig. 4) seien die Mittelpunkte zweier aufeinanderfolgender Kettenglieder, welche auf einem Kettenrade mit dem Mittelpunkte C liegen; wird nur je das zweite Kettenglied von einem Zahne erfasst, und ist Z die Zähnezahl des Kettenrades, so ist

$$\sphericalangle ACB = \frac{180^0}{Z}.$$

Ist $AC = u$ und $BC = v$, so ergiebt sich aus der Figur

$$u = \frac{AE}{tg \frac{180^0}{Z}} \quad \text{und} \quad v = \frac{BD}{tg \frac{180^0}{Z}}.$$

Ferner ist

$$AE = AF + \frac{FB}{\cos \frac{180^0}{Z}},$$

$$BD = BF + \frac{AF}{\cos \frac{180^0}{Z}}.$$

Bezeichnet l die Baulänge der Kette, d den Durchmesser des Ketteneisens, so ist

$$AF = \frac{l - d}{2} \quad \text{und} \quad BF = \frac{l + d}{2}.$$

Durch Einsetzen dieser Werthe in obige Gleichungen erhält man, wenn noch CF als Radius eines Kreises, der durch alle Zapfenmittelpunkte a, b, c, d, ... (Fig. 3) geht, mit ϱ bezeichnet wird,

$$u = l \frac{1 + \cos \frac{180^0}{Z}}{2 \sin \frac{180^0}{Z}} + d \frac{1 - \cos \frac{180^0}{Z}}{2 \sin \frac{180^0}{Z}},$$

$$v = l \frac{1 + \cos \frac{180^0}{Z}}{2 \sin \frac{180^0}{Z}} - d \frac{1 - \cos \frac{180^0}{Z}}{2 \sin \frac{180^0}{Z}},$$

$$\varrho = \frac{0{,}70711}{\sin \frac{180^0}{Z}} \sqrt{l^2 \left(1 + \cos \frac{180^0}{Z}\right) + d^2 \left(1 - \cos \frac{180^0}{Z}\right)}.$$

Die Bestimmung von u und v wird durch folgende Tabelle vereinfacht, in welcher sich die Coëfficienten

$$\frac{1+\cos\frac{180^0}{Z}}{2\sin\frac{180^0}{Z}} \text{ und } \frac{1-\cos\frac{180^0}{Z}}{2\sin\frac{180^0}{Z}}$$

von l und d für eine Reihe von Zähnezahlen ausgerechnet finden:

Z	$\frac{1+\cos\frac{180^0}{Z}}{2\sin\frac{180^0}{Z}}$	$\frac{1-\cos\frac{180^0}{Z}}{2\sin\frac{180^0}{Z}}$
3	0,866	0,289
4	1,207	0,207
5	1,539	0,163
6	1,866	0,134
7	2,191	0,114
8	2,514	0,0994
9	2,836	0,0882
10	3,157	0,0792
11	3,478	0,0719
12	3,798	0,0658
13	4,118	0,0607
14	4,439	0,0564
15	4,757	0,0526
16	5,076	0,0493
17	5,397	0,0464
18	5,715	0,0437
19	6,034	0,0415
20	6,353	0,0394

Das durch Fig. 3, Taf. VI, in Seitenansicht, Längs- und Querschnitt dargestellte Kettenrad ist nach vorstehenden Regeln für $l=17{,}5^{mm}$, $d=5{,}5^{mm}$ und $Z=7$ construirt, und findet sich

$$\varrho=39{,}4^{mm},\quad u=39{,}0^{mm},\quad v=37{,}8^{mm}.$$

Eine Betrachtung der Figur zeigt, dass die Achsenabstände der Mittellinien der beiden Kettentrümmer bei Bewegung des Kettenrades zwischen v und ϱ schwanken; ist die Zähnezahl Z eines gezahnten oder auch nur gezahnt gedachten Kettenrades gerade und liegen die Kettentrümmer parallel, so sind deren Achsenabstände zwar eben genannten Veränderungen unterworfen, jedoch stets unter sich gleich, so dass ohne Rücksicht auf passive Widerstände die beiden Kettenspannungen einander gleich bleiben; ist dagegen Z ungerade, oder sind die Kettentrümmer nicht parallel, oder ist dies beides der Fall, so sind die beiden Achsenabstände sowohl veränderlich, als auch unter sich im Allgemeinen verschieden, und es ist das Verhältniss zwischen den in beiden Kettentrümmern herrschenden Zugspannungen fortwährenden Schwankungen unterworfen, welche namentlich bei den kleinen Zähnezahlen der sogenannten Kettennüsse in Betracht zu ziehen sind.

4) Zahnreibung.

Bei Differentialräderwerken kommen oft Räderpaare mit Innenverzahnung, kleiner Differenz der Zähnezahlen und verhältnissmässig kleinen Zähnezahlen vor; diese erfordern eine von den üblichen Verzahnungsarten etwas abweichende Verzahnung, welche, da sie auch die Bestimmung der Zahnreibung für diesen Fall den gebräuchlichen Anordnungen gegenüber ändert, der Besprechung der Zahnreibung vorausgeschickt werden soll; dabei sei der Einfachheit wegen Evolventenverzahnung vorausgesetzt.

Sollen die zwei Räder mit den Mittelpunkten O_1 und O_2 (Taf. VI, Fig. 5) richtig zusammen arbeiten, so muss ausser richtigem Zahneingriffe auch die Bedingung erfüllt sein, dass die Zähne des einen Rades diejenigen des andern nie schneiden; es muss sonach vor Allem der Kopfkreis des Rades O_1 bei A um ein Stück AB vom Kopfkreise des Rades O_2 entfernt bleiben, was durch entsprechende Wahl des Winkels α zwischen der Centralen O_1O_2 und der Eingriffslinie ES stets zu erreichen ist. Nun ist zunächst zu bestimmen, für welche Beziehungen zwischen den beiden Zähnezahlen Z und z der Räder O_1 und O_2, um eben genannter Bedingung zu genügen, α kleiner sein muss als der gebräuchliche Winkel von 75^0. Bezeichnen r und R die Theilkreisradien O_1S und O_2S, r_0 und R_0 die entsprechenden Grundkreisradien O_1C und O_2B, und ist k die Kopfhöhe des Rades O_1, so muss nach Vorstehendem, wenn $BC=v$,

$$v>k,\text{ also } v=k+AB;$$

da aber im Allgemeinen $k=0{,}3\,\tau$, unter τ die Grundkreistheilung verstanden, und wohl passend $AB\geqq 0{,}1\,\tau$ genommen wird, ergiebt sich für v die Bedingung:

$$v\geqq 0{,}4\,\tau.$$

Nach der Figur ist aber

$$v=(R-r)+(R_0-r_0),$$

$$R_0=R\sin\alpha \text{ und } r_0=r\sin\alpha;$$

da aber auch

$$R_0=\frac{Z\tau}{2\pi} \text{ und } r_0=\frac{z\tau}{2\pi},$$

ergiebt sich durch Elimination der fünf Grössen r, R, r_0, R_0 und τ aus den letzten sechs Gleichungen als Relation zwischen Z, z und α:

$$Z - z \geqq 2{,}512 \frac{\sin\alpha}{1+\sin\alpha} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (1)$$

und hierin $\alpha = 75^0$ gesetzt:

$$Z - z \geqq 1{,}23.$$

Damit ist gezeigt, dass unabhängig von der Grösse der Zähnezahlen Z und z, nur bei einer Differenz $Z - z = 1$ der Winkel α kleiner werden müsste als 75^0, damit bei AB keine Collision der Zähne eintritt, ohne dass jedoch durch die Erfüllung dieser Bedingung der richtige Eingriff schon gesichert ist. Für $Z - z = 1$ würde nach Gl. (1) $\alpha \leqq 41^0 22'$, und die Construction der sogenannten gefährlichen Kopfwege zeigt, ob der hiernach angenommene Winkel α nicht zu gross gewählt wurde; zu berücksichtigen ist dabei, dass, wie nachstehend gezeigt wird, die Köpfe des innen verzahnten Rades nicht bis zum Grundkreis ausgeführt werden.

Bei einer gewissen Zähnezahl z_0 des aussen verzahnten Rades wird, wenn $k = 0{,}3\,\tau$, die Eingriffsdauer ε unter eine zulässige Grösse, etwa $1{,}2\,\tau$, herabsinken, weshalb von da ab k abhängig von ε zu bestimmen ist, wodurch sich aber v und damit auch α ändert.

In Fig. 6, Taf. VI, sei $AO = r_0$ Grundkreisradius des aussen verzahnten Rades, $BO = r_0 + k$ Kopfkreisradius desselben, BC Stellung der Zahnflanke im letzten Punkte des Eingriffes; da die Zahnflanke eine Evolvente, ist die Eingriffsstrecke AB gleich der Eingriffsdauer $AC = \varepsilon$, und da $AB \perp AO$, wird

$$k = BO - FO = \sqrt{\varepsilon^2 + r_0^2} - r_0;$$

hierin

$$k = 0{,}3\,\tau, \quad \varepsilon = 1{,}2\,\tau \text{ und } r_0 = \frac{z_0\,\tau}{2\pi}$$

gesetzt, giebt

$$z_0 \cong 14.$$

Von einem zu construirenden Räderpaare von eben besprochener Beschaffenheit wird meist z und Z, und nach Festigkeitsrücksichten τ gegeben sein; man wird nun r_0 und R_0 bestimmen, den Grundkreis mit Radius r_0 schlagen, eine Centrale $O_1 B$ (Taf. VI, Fig. 5) annehmen, und, wenn $z \geqq 14$, durch Antragen von $CB \geqq 0{,}4\,\tau$ und $B\,O_2 = R_0$ den Mittelpunkt des zweiten Grundkreises erhalten; eine gemeinsame Tangente an die beiden Grundkreise schneidet die Centrale $O_1\,O_2$ im Berührungspunkte S der Theilkreise. Ist $z < 14$, so wird man zunächst k bestimmen, indem man an den Grundkreis mit dem Mittelpunkte O_1 eine beliebige Tangente, z. B. EF (Taf. VI, Fig. 5), zieht und auf ihr vom Berührungspunkte E aus die gewünschte Eingriffsdauer $\varepsilon = EF$ abträgt; FL ist dann die gesuchte Kopfhöhe k. Nun macht man $CB \geqq FL + 0{,}1\,\tau$ und verfährt weiter wie oben. Als Beispiel hierzu ist in Fig. 5, Taf. VI, ein solches Räderpaar gezeichnet. Für $z = 9$, $Z = 10$ und $\tau = 20^{mm}$; für r_0, R_0, k, r, R und α ergaben sich die der Figur beigesetzten Werthe.

Das Stück EG der Zahncurve des innen verzahnten Rades wird nicht zum Eingriff benutzt, würde aber in den radial geformten Zahnfuss des aussen verzahnten Rades einhauen; deshalb ist das entsprechende, in der Figur punktirt gezeichnete Zahnstück entweder gar nicht auszuführen, oder es ist die Kante bei G entsprechend abzurunden.

Die Zahnstärken sind so zu bemessen, dass die Relativbahnen der Punkte M und N, resp. P und Q, welche in der Figur punktirt angegeben sind, die Zähne des Rades O_2 resp. O_1 nicht schneiden. Die übrigen Zahndimensionen bestimmen sich in gewohnter Weise. Sehr einfach gestaltet sich die Ermittelung der kleinstmöglichen Zähnezahl des Rades O_1. Die Grenze des richtigen Eingriffes ist erreicht, wenn $\varepsilon = \tau$ und wenn gleichzeitig der Zahn bis zum Schnitt der beiden Evolventen ausgeführt ist. z' bezeichne diese kleinste Zähnezahl, und die Zahnstärke im Bogen gemessen sei $\widehat{EF} = 0{,}5\,\tau$; dann ist, da $\overline{AD} = \widehat{AE} = \tau$ (Taf. VI, Fig. 7),

$$\measuredangle\, EOD = \frac{360^0}{4\,z'}$$

und also

$$\measuredangle\, AOD = \frac{270^0}{z'},$$

ferner

$$AO = \frac{z'\,\tau}{2\pi}, \quad tg\,\frac{270^0}{z'} = \frac{2\pi}{z'},$$

woraus

$$z' = 5{,}6.$$

Unter $z = 6$ und $Z = 7$ ist sonach bei einer Zahnstärke des aussen verzahnten Rades $= \frac{\tau}{2}$ kein vollkommener Eingriff mehr möglich.

In Taf. VII, Fig. 6, ist dieser Grenzfall gezeichnet; dabei ist die Zahnstärke des kleinen Rades grösser genommen als $\frac{\tau}{2}$, einmal um ε zu vergrössern, dann aber auch, um die Räder ohne Spielraum auszuführen; dass die Zähne nie collidiren, zeigen die Relativbahnen PP', AA' und EE' der Punkte A, P und E; τ wurde gleich 27^{mm} gewählt.

Zu dem eigentlichen Thema zurückkehrend, ist nun nach Prof. Herrmann die Zahnreibung graphisch in Rechnung zu bringen wie folgt: O_1 und O_2 (Taf. VI, Fig. 8) seien die Mittelpunkte zweier zusammenarbei-

tenden Räder, A und B die Berührungspunkte der gemeinsamen Tangente und Eingriffslinie AB, S der Schnittpunkt von AB mit $O_1 O_2$, also Berührungspunkt der Theilkreise, und es erfolge vorerst der Eingriff zwischen zwei Zähnepaaren bei a und b. Treibt Rad O_1 in der angegebenen Richtung, so gleiten die sich berührenden Zahncurven, so lange ihr Berührungspunkt auf AS liegt, z. B. in a, in einer Richtung aufeinander, welche einer Annäherung von O_1 und O_2 entspräche; liegt der Berührungspunkt der Zahncurven dagegen auf SB, wie b, so findet das Gleiten der Zahncurven in entgegengesetzter Richtung statt.

Die Druckrichtung, welche ohne Reibung für die Berührung in a und b in AB läge, findet man für a in der Richtung aa', für b in bb', welche beiden Richtungen mit AB den Reibungswinkel φ einschliessen müssen, so zwar, dass beidemal das Umsetzungsverhältniss gegenüber dem kinematischen verkleinert wird, d. h.

$$\frac{O_2 N}{O_1 M} < \frac{O_2 B}{O_1 A} \text{ und } \frac{O_2 N'}{O_1 M'} < \frac{O_2 B}{O_1 A},$$

mit anderen Worten: beidemal wird der Hebelarm der treibenden Kraft gegenüber demjenigen des Widerstandes verkleinert.

Die in aa' wirkende Kraft kann gleich gross mit der in bb' wirkenden angenommen werden; dann halbirt die durch den Schnittpunkt T von aa' und bb' gehende Mittelkraft den von diesen Kräften eingeschlossenen Winkel 2φ, ist also parallel AB und zwar in einer Entfernung

$$ST = \zeta = \frac{ab}{2} \, tg\, \varphi = \frac{\tau}{2} \, tg\, \varphi,$$

denn ab ist gleich der Grundkreistheilung τ.

Man hat sonach, um die Zahnreibung graphisch zu berücksichtigen, den ohne Reibung in AB wirkenden Zahndruck parallel mit sich selbst um $\zeta = \frac{\tau}{2} \, tg\, \varphi$ zu verlegen, so zwar, dass der Hebelarm der treibenden Kraft um ζ verringert, derjenige des Widerstandes um ζ vergrössert wird. Für andere Zahncurven als Evolventen ist die Richtung des Zahndruckes während der Drehung um eine Theilung veränderlich, doch muss sie stets — vom Einflusse der Reibung abgesehen —, durch den Punkt S gehen; man wird für diesen Fall mit genügender Genauigkeit einen mittleren Werth für $\measuredangle \alpha$ (Taf. VI, Fig. 8) annehmen können und weiter verfahren wie bei Evolventenverzahnung.

Obiger Werth von ζ gilt für ununterbrochenen Eingriff je zweier Zähnepaare, also für eine Eingriffsdauer $\varepsilon = 2\tau$; findet der Eingriff dagegen nur an einem Zähnepaare statt, d. h. ist $\varepsilon = \tau$, also die Eingriffsstrecke nur halb so gross wie im vorigen Falle, so ist auch die Reibungsarbeit nur eine halb so grosse, und es ist daraus zu schliessen, dass dann auch ζ nur die Hälfte obigen Werthes zukommt, nämlich $\zeta = \frac{\tau}{4} \, tg\, \varphi$ — ein Resultat, das Prof. Herrmann in seinem diesbezüglichen Werke noch näher begründet. Vorausgesetzt wurde hierbei, dass die Eingriffsstrecke von S halbirt werde.

In den meisten Fällen ist $2\tau > \varepsilon > \tau$, und kann man nach Obigem mit grosser Annäherung die Grösse der durch die Reibung verursachten Verschiebung der Druckrichtung annehmen zu

$$\zeta = \frac{\varepsilon}{4} \, tg\, \varphi = \varepsilon \frac{f}{4}.$$

Für den Fall, dass der Eingriff nur auf einer Seite von S erfolgt, wie z. B. bei Fig. 5, Taf. VI, wird man die Reaction zwischen den Zähnen in einer Geraden UV annehmen, welche die Eingriffsstrecke EF halbirt und mit ihr nach der entsprechenden Seite den Winkel φ einschliesst.

Mit Hilfe vorstehender Regeln kann man in jedem Räderwerke die Richtung und Grösse der auf jedes Glied einwirkenden Reactionen ermitteln und, z. B. anfangend bei demjenigen Gliede, an welchem eine gewisse Last angreift, schliesslich die Kraft ermitteln, welche an einem gewissen anderen Gliede anzubringen ist, um die Last zu heben und gleichzeitig die verschiedenen schädlichen Widerstände zu überwinden. Damit ist dann auch der Wirkungsgrad des betreffenden Mechanismus bestimmt, unter welchem man bekanntlich den Quotienten versteht:

$$\eta = \frac{\text{ausgeleitete Arbeit}}{\text{eingeleitete Arbeit}} = \frac{P_0}{P} = \frac{Q}{Q_0},$$

wobei $Q = \alpha P_0$, $Q_0 = \alpha P$, Q den von der eingeleiteten Kraft P incl. schädlicher Widerstände überwundenen Nutzwiderstand und α das Umsetzungsverhältniss des vorliegenden Mechanismus bedeutet.

Als Beispiel hierfür diene zunächst die Bestimmung des Wirkungsgrades eines der Modellsammlung für Maschinenbau der technischen Hochschule München angehörigen Eade'schen Flaschenzuges, wobei die Vereinfachung gestattet sein mag, dass sämmtliche Glieder in der Zeichnungsebene liegend gedacht wurden. Fig. 1, Taf. VII, stellt diesen Flaschenzug nach geometrischem Zusammenhange dar, und zwar sind alle, die Kräftevertheilung beeinflussenden Dimensionen der natürlichen Grösse entsprechend angedeutet.

Mit a ist ein Kreis bezeichnet, den die Mittellinie $I' III'$ des geraden Theiles der Lastkette berührt, welcher Kreis sonach das Lastkettenrad vorstellt; in gleicher Weise bedeutet c das Handkettenrad. Mit a ist fest verbunden ein innen verzahntes Rad, dessen Grundkreis durch a' angedeutet ist; mit letzterem steht in Eingriff das Planetenrad mit dem Grundkreise b, dessen Mittelpunkt B durch einen mit c fest verbundenen und als Excenter ausgeführten Hebel c' auf einem Kreise mit dem Radius AB und dem Mittelpunkte A geführt wird. Die Achse von c ist in dem Gehänge e, das Rad a auf der Achse von c gelagert.

Durch Einschalten eines Kreuzstückes d, an welchem b in horizontaler Richtung, und welches selbst an e in verticaler Richtung prismatisch geführt ist, wird das Planetenrad b an einer absoluten Drehung gehindert. Auf Taf. VI ist in Fig. 3 das Lastkettenrad a, in Fig. 5 das Zahnräderpaar a', b in vier Fünftel der natürlichen Grösse gezeichnet.

Ohne Rücksicht auf Reibung bestimmt sich die zum Heben der in Fig. 1, Taf. VII, an den Kreis a tangential angetragenen Last $I' III'$ erforderliche, am Umfange des Kreises c anzubringende Kraft $VI' IV'$ auf folgende Weise: Auf das Glied a wirken drei Kräfte, die Last, der von b herrührende Zahndruck und eine Lagerreaction; der Zahndruck wirkt in der Eingriffslinie RS und schneidet die Lastrichtung in I', folglich wirkt die Lager- resp. Zapfenreaction in AI'; aus dem Kräftepolygon $I' III' II'$, in welchem $II' III' \parallel RS$ gezogen wurde, ergiebt sich bei bekannter Last $I' III'$ der gesuchte Zahndruck in $III' II'$, die Zapfenreaction in $II' I'$. Auf Glied b, welches in Taf. VII, Fig. 4, besonders gezeichnet ist, wirken der nach Richtung und Grösse durch $II' III'$ angebene Zahndruck, ferner eine durch B gehende Reaction des Excenters c' und zwei von d herrührende parallele und entgegengesetzt gerichtete Kräfte K und L. Auf das Kreuzstück d wirkt b mit zwei verticalen Reactionen $-K$ und $-L$, e mit zwei horizontalen und ebenfalls einander entgegengesetzt gerichteten Reactionen; damit d im Gleichgewicht steht, müssen letztgenannte vier Reactionen zwei gleichwerthige Gegenpaare von entgegengesetztem Drehungssinne bilden. Bringt man in B (Taf. VII, Fig. 4) zwei entgegengesetzt gerichtete und mit dem Zahndruck $II' III'$ parallele und gleich grosse Kräfte BV und BW an, so bilden die Kräfte $II' III'$ und BW ein Gegenpaar, welches dem Gegenpaare KL das Gleichgewicht halten muss, während BV den vom Excenter c' zu überwindenden Widerstand darstellt. Nun wurde (Fig. 1) $BV' \parallel RS$, $V' - IV' = III' II'$, $IV' VI'$ parallel der Kraftrichtung $V'p$ gemacht, und es ergab sich in dem so erhaltenen Kräftepolygon $IV' V' VI'$ in $VI' IV'$ die in pV' anzubringende Kraft, welche ohne Rücksicht auf schädliche Widerstände die Last $I' III'$ zu heben vermag.

Für Last- und Handkette wurde angenommen, dass ihre Mittellinien Kreise (a und c) berühren, deren Radien der in Fig. 4, Taf. VI, mit u bezeichneten Grösse entsprechen; der Radius von a ist nach Früherem gleich 39^{mm}, derjenige von c ergiebt sich gleich $47{,}3^{mm}$, bei einem Ketteneisendurchmesser der Handkette $d = 3{,}6^{mm}$, einer Baulänge $l = 16{,}2^{mm}$ und einer Zähnezahl des betreffenden Kettenrades $z = 9$. Fig. 1, Taf. VII, ergiebt, einen Kräftemaassstab: $1^{mm} = 1^{kg}$ vorausgesetzt, für eine Last $Q = 40^{kg} = I' III'$ eine theoretische Kraft $P_0 = 3{,}3^{kg} = VI' IV'$, so dass die kinematische Umsetzung vorliegender Hebevorrichtung eine $\frac{40}{3{,}3} = 12{,}2$-fache ist. Um den Einfluss der verschiedenen Reibungen auf das Umsetzungsverhältniss zu berücksichtigen, hat man, für die Glieder a und e gleich grosse Bohrungen vorausgesetzt, vor Allem die Radien ϱ_1 und ϱ_2 der beiden Reibungskreise, die Grössen $\varkappa_p$ und $\varkappa_q$, entsprechend der Hand- und Lastkette, und die Winkel φ_g und φ_z, um welche die Druckrichtung zwischen den sich berührenden Körpern bei gleitender Reibung resp. Zahnreibung von der Normalen im Berührungspunkte der sich stützenden Flächen abweicht, zu bestimmen. Für gleitende Reibung wurde ein Reibungscoëfficient $f_g = 0{,}16$, für Zapfenreibung $f_p = 0{,}1$, für Zahnreibung $f_z = 0{,}12$, für Kettenreibung $f_k = 0{,}2$ vorausgesetzt.

$f_g = tg\,\varphi_g = 0{,}16$ entspricht ein Reibungsw. $\varphi_g = 9^0\,15'$,
$f_p = tg\,\varphi_p = 0{,}1$ „ „ „ $\varphi_p = 5^0\,40'$,
$f_z = tg\,\varphi_z = 0{,}12$ „ „ „ $\varphi_z = 7^0$,
$f_k = tg\,\varphi_k = 0{,}2$ „ „ „ $\varphi_k = 11^0\,20'$.

Mit $r_1 = 9^{mm}$ wird $\varrho_1 = r_1 \sin\varphi_p = 0{,}9^{mm}$,
„ $r_2 = 19^{mm}$ „ $\varrho_2 = r_2 \sin\varphi_p = 1{,}9^{mm}$;

für einen Ketteneisendurchmesser der Lastkette von $5{,}5^{mm}$ wird

$$\varkappa_q = \frac{5{,}5}{2} \sin\varphi_k = 0{,}53^{mm};$$

für einen Ketteneisendurchmesser der Handkette von $3{,}6^{mm}$ wird

$$\varkappa_p = \frac{3{,}6}{2} \sin\varphi_k = 0{,}35^{mm}.$$

In Fig. 1, Taf. VII, ist P in der durch den Pfeil angegebenen Richtung treibend angenommen; dann wird der Hebelarm der Last Q um $\varkappa_q$ vergrössert, derjenige der treibenden Kraft P um $\varkappa_p$ verkleinert, ferner der Zahndruck so verlegt, dass seine Mittellage die Ein-

griffsstrecke EF halbirt und mit der Eingriffslinie RS nach der entsprechenden Seite den Winkel φ_z einschliesst. Die so veränderten Richtungen der Last und des Zahndruckes schneiden sich in I. Da die Mittelkraft aus diesen beiden Kräften nach links gerichtet ist, findet die Berührung der Bohrung von a mit dem Zapfen von c bei G statt; es muss sonach die entsprechende Lagerreaction durch I gehen und den Reibungskreis ϱ_1 unten berühren. Macht man $I - III = Q$, $III\,II$ parallel der Zahndruckrichtung MN, so erhält man in $III\,II$ Grösse und Richtung des auf Glied a wirkenden Zahndruckes und in $II - I$ Grösse und Richtung der Reaction des Zapfens von c. Das Glied b, welches in Fig. 3, Taf. VII, herausgezeichnet ist, wird angegriffen von dem Zahndrucke $II - III$, einer den Reibungskreis ϱ_2 tangirenden Reaction BW des Excenters c', und von zwei Kräften K' und L', mit welchen das Kreuzstück d gegen das Planetenrad b reagirt; von diesen vier Kräften kennt man $III - II$ vollständig, K' und L' der Lage nach, da sie von den Normalen der Stützflächen nach der entsprechenden Seite um den Reibungswinkel φ_g abweichen müssen, während von der Kraft BW nur bekannt ist, dass sie den Reibungskreis ϱ_2 berühren muss. Da aber das Glied d unter dem Einflusse der vier Kräfte H, J, K, L, von denen die beiden ersten Reactionen des Gliedes e, die beiden anderen Reactionen der Prismenführungen von b sind, im Gleichgewicht sein müssen, so lässt sich das zwischen K und L bestehende Verhältniss bestimmen. Die Kräfte J und L schneiden sich in 1, H und K in 4; damit d sich im Gleichgewicht befindet, müssen die Mittelkräfte aus J und L, resp. H und K einander gleich und entgegengesetzt gerichtet sein, also in die Richtung $1 - 4$ fallen. Nimmt man für L die Grösse $1 - 2$ an, so erhält man in $2 - 3 \parallel J$ die Grösse von J; macht man dann $4 - 6 = 1 - 3$, so ergiebt sich $K = 4 - 5$, $H = 5 - 6$. Die K und L entsprechenden Reactionen K' und L' an ihren Schnittpunkt 7 verlegt, geben in $7 - 8$ die Richtung und Lage ihrer Mittelkraft. Diese Mittelkraft muss aber von gleicher Grösse und entgegengesetzter Richtung sein mit der Mittelkraft aus dem Zahndrucke $II\,III$ und der den Kreis ϱ_2 berührenden Excenterreaction, welche durch den Schnittpunkt IV von $7 - 8$ mit MN gehen muss; macht man $VI\,IV = II\,III$, $VI\,V$ parallel $7 - 8$, so erhält man in $IV\,V$ die gesuchte Excenterreaction, in $VI\,V$ die wahre Mittelkraft aus K' und L', nach welcher nun die Kräfte H, J, K und L richtig gefunden werden können, wie das durch die punktirten Linien bei $8'$, $2' - 3'$, $5' - 6'$ geschehen ist. Um P zu erhalten, hat man nun noch das Glied c unter dem Einflusse der auf dasselbe wirkenden Kräfte ins Gleichgewicht zu setzen; zu diesem Zwecke wurde die Reaction $V - IV$ an ihren Schnittpunkt VII mit P nach $VII\,VIII$ verlegt, $VIII\,IX \parallel P$ gezogen, und dadurch in $IX\,VII$ die auf c wirkende Lagerreaction, in $IX\,VIII$ aber diejenige Kraft P gefunden, welche gerade im Stande ist, den Widerstand Q nebst den in dem Mechanismus auftretenden Reibungen zu überwinden. In der Figur wurde $I\,III = 40^{mm}$ gemacht und es ergab sich $IX\,VIII = 7{,}7^{mm}$, so dass eine Kraft $P = 7{,}7^{kg}$ eine Last $Q = 40^{kg}$ zu heben vermag; nach Früherem würde für diese Last ohne Reibung eine Kraft $P_0 = 3{,}3^{kg}$ genügen, woraus sich für die treibende Kraft als Wirkungsgrad ergiebt:

$$\eta = \frac{P_0}{P} = \frac{3{,}3}{7{,}7} = 0{,}43,$$

ein Werth, der mit dem Versuche vollständig übereinstimmte. Da es auf den Wirkungsgrad ohne Einfluss ist, ob das Gehänge e beweglich aufgehängt oder festgehalten wird, kann dessen Gleichgewichtszustand unberücksichtigt bleiben.

In ganz derselben Weise findet man auch den Wirkungsgrad der Last und damit auch die Beantwortung der Frage über die Selbstsperrung.

Das eigentliche Thema dieses Aufsatzes, die Bestimmung des Wirkungsgrades der Differenzialräderwerke, bietet nun nur mehr Beispiele zu den vorgeführten und bereits geübten Regeln. Die Kinematik der Differenzialräderwerke betreffend sei unter anderem auf einen in Band XXIII, S. 411, der Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure veröffentlichten Aufsatz verwiesen; doch lässt sich die Beziehung zwischen der Umdrehungszahl n des Hebels und den Umdrehungszahlen N_1 und N_2 der beiden Grundräder auch in einer Weise bestimmen, welche die Kräftevertheilung klar erkennen lässt und deshalb hier vorgeführt werden soll. Fig. 5, Taf. VII, stelle einen Differenzialrädermechanismus vor, bei welchem die Räder als cylindrische Reibungsräder gedacht sind; das Laufrad wird hier — bei Vernachlässigung aller passiven Widerstände — von drei parallelen Kräften P_1, P_2 und P_3 angegriffen, welche unter sich im Gleichgewichte stehen müssen. Ist sonach ausser den Raddimensionen eine dieser drei Kräfte bekannt, so lassen sich die beiden anderen aus den Gleichgewichtsbedingungen:

$$P_1 + P_2 + P_3 = 0 \quad . \; . \; . \; . \; . \quad (2)$$

und

$$P_1 r_1 + P_2 r_2 = 0 \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \quad (3)$$

bestimmen.

Ferner besteht, da für jeden Mechanismus die algebraische Summe der aus- und eingeleiteten Arbeiten gleich Null sein muss (ohne Rücksicht auf Massenwirkung und passive Widerstände), die Gleichung

$$0 = P_1 2 R_1 \pi N_1 + P_2 2 R_2 \pi N_2 + P_3 2 (R_1 + r_1) \pi n \quad (4)$$

Die Elimination von P_1, P_2 und P_3 aus den Gleichungen (2), (3) und (4) giebt, wenn noch

$$\frac{R_1}{r_1} = \alpha_1, \quad \frac{R_2}{r_2} = \alpha_2$$

gesetzt wird, die bekannte Beziehung zwischen n, N_1 und N_2:

$$n = \frac{\alpha_1 N_1 - \alpha_2 N_2}{\alpha_1 - \alpha_2} \quad . \; . \; . \; . \; . \quad (5)$$

worin positives Vorzeichen für die Umdrehungszahlen Rechtsdrehung, für die α, wie sich leicht zeigen lässt, Aussenlauf andeutet, während negatives Vorzeichen auf Linksdrehung, resp. Innen- oder Umlauf schliessen lässt.

Die Kräfte P_1, P_2, P_3 sind in der Figur durch angehängte Gewichte veranschaulicht.

In Fig. 7, Taf. VII, ist der soeben besprochene Fall für Zahnräder durchgeführt, und zwar ist das links stehende Differenzialräderwerk durch ein auf demselben Gestell angebrachtes Vorgelege mittelst Riementrieb zwangläufig gemacht; die mit den beiden Grundrädern verbundenen Riemenscheiben haben mit den Theilkreisen der Grundräder gleiche Durchmesser. Ist $-N$ die Umdrehungszahl der Vorgelegswelle und wird dieselbe nach rechts gedreht, so erhält bei gekreuzten Riemen N_1 und N_2 positives Vorzeichen. Mit den in die Figur eingeschriebenen Daten wird $\alpha_1 = 4$, $\alpha_2 = {}^3/_2$, $N_1 = {}^3/_4 N$, $N_2 = {}^2/_3 N$ und durch Einführung dieser Werthe in Gl. (5): $n = {}^4/_5 N$; die Umdrehungszahl n_r des Laufrades gegen den Hebel findet sich aus der Gleichung $n_r = \alpha_1 (n - N_1)$ zu $n_r = \frac{n}{4}$.

Dieser Mechanismus diene zum Heben einer Last Q, deren Seil sich um eine mit dem Hebel fest verbundene Trommel schlingt; durch eine Kurbel A werde die erforderliche Arbeit eingeleitet. Zunächst soll bestimmt werden, welche Kraft P_0 ohne Berücksichtigung der Reibung im Stande wäre, der Last Q das Gleichgewicht zu halten. Das Laufrad wird von den beiden Zahndrücken und einer Reaction vom betreffenden Lagerauge des Hebels angegriffen; damit sich dasselbe im Gleichgewicht befindet, müssen diese drei Kräfte sich in einem Punkte, nämlich dem Schnittpunkte IV' der beiden Zahndruckrichtungen schneiden, wonach die Richtung der Lagerreaction des Laufrades in der von IV' gegen den Mittelpunkt des Laufrades gezogenen Geraden $IV' V'$ liegen muss; diese Gerade schneidet die Richtung von Q in I', durch welchen Punkt, damit der Hebel ins Gleichgewicht kommt, der von O_1 herrührende Achsendruck gehen muss. $Q = I' II'$ aufgetragen, giebt in $II' III' \parallel I' V'$ die Reaction des Laufrades, in $III' I'$ diejenige des Zapfens O_1 auf den Hebel. $IV' V' = II' - III'$ gemacht, giebt in $V' VI' \parallel IV' X'$ den Zahndruck des Laufrades auf das Grundrad R_2, in $VI' IV'$ den Zahndruck des Laufrades auf das Grundrad R_1; gespannt sind sonach die Riemenstücke EF und GH. $X' XI' = VI' V'$ gemacht und $IV' VI'$ an den Schnittpunkt VII' von EF mit $IV' VI'$ nach $VII' VIII'$ verlegt, giebt, wenn $VIII' IX'$ parallel der Richtung des Achsendruckes $O_1 VII'$ und $XI' XII'$ parallel dem Riemen GH gezogen wurde, in $VII' IX'$ die Spannung in EF, in $XI' XII'$ diejenige in GH. Mit $Q = I' II' = 50^{mm}$ wird $VII' IX' = 50^{mm}$, $XI' XII' = 25^{mm}$; diese letzte Kraft auf den Hebelarm der Kurbel reducirt und $1^{mm} = 1^{kg}$ als Kräftemaassstab angenommen, ergiebt als die an der Kurbel anzubringende Kraft:

$$P_0 = 50^{kg} - \frac{2}{3} \cdot 25^{kg} = 33{,}3^{kg}.$$

Diese Kraft findet man auch einfacher auf Grund der bei Fig. 5, Taf. VII, gemachten Bemerkungen, und es wurde dieser weitere Weg nur eingeschlagen, um auf die nun folgende Construction unter Berücksichtigung der passiven Widerstände vorzubereiten. Da n_r positiv ist, hat man im Räderpaare $R_1 r_1$ das Laufrad, dagegen im Räderpaare $R_2 r_2$ das Grundrad als treibend zu betrachten.

Deshalb wird nach Früherem die Zahndruckrichtung für das erstgenannte Räderpaar nach dem Mittelpunkte der Grundräder, für das zweite Räderpaar nach dem Mittelpunkte der Laufräder um die Grösse ζ parallel verschoben. Die durch das Lastseil, den Riementrieb und das Vorgelege bedingten Verluste wurden unberücksichtigt gelassen. Wieder hat man zuerst die Achsenreactionsrichtung des Laufrades zu bestimmen, was dadurch geschieht, dass man vom Schnittpunkte IV der neuen Zahndruckrichtungen unter Berücksichtigung des Vorzeichens von n_r die Tangente $IV - V$ an den Reibungskreis ϱ_2 zieht. Man trägt dann $I - II = Q$, $I - III$ als entsprechende Tangente an den Reibungskreis ϱ_1 an und erhält, wenn man genau in gleicher Weise weiter verfährt, wie vorhin ohne Rücksicht auf Reibung geschehen, in $VII - IX$ die in EF, in $XI\,XII$ die in GH auftretende Riemenspannung, für den Fall, dass die Kurbelkraft P im Stande sein soll, den Widerstand Q incl. der schädlichen

Widerstände zu überwinden. Mit $Q = I - II = 50^{mm}$ wird bei $\varrho_1 = 1^{mm}$, $\varrho_2 = 0{,}5^{mm}$, einer Eingriffsdauer, $\varepsilon = 1{,}5\, t = 9^{mm}$ und folglich $\zeta = 0{,}27^{mm}$:

$$P = (VII\,IX) - {}^2/_3\,(XI\,XII) = 56 - {}^2/_3 \,.\, 27{,}5 = 37{,}6^{kg},$$

woraus sich für Hebung der Last als Wirkungsgrad ergiebt

$$\eta_p = \frac{33{,}3}{37{,}6} = 0{,}88.$$

Nun kann an dem Hebel, wie auch auf der Vorgelegswelle noch eine weitere Riemenscheibe angebracht sein, so dass von den Vorgelegswellen aus beliebig zwei Bewegungen eingeleitet werden können, sowohl durch offene als gekreuzte Riemen; ferner kann je eines der Grundräder festgestellt und bei beiden Räderpaaren Aussenlauf, Innenlauf und Umlauf beliebig vertauscht werden. Für die grosse Menge der hieraus sich ergebenden Combinationen kann die Untersuchung der Kräftevertheilung in der soeben beschriebenen Weise durchgeführt werden; es tritt hier an Stelle der algebraischen Formel die graphische Methode. Dieselbe soll nun noch auf den in Fig. 9, Taf. VI, im Querschnitt, in Fig. 10, Taf. VI, in natürlicher Grösse, jedoch nur schematisch angedeuteten Moore'schen Flaschenzug angewendet werden. In beiden Figuren sind die gleichen Glieder gleich bezeichnet.

Die Last Q hängt an dem Haken einer Traverse, deren Enden in die Enden der Lastkette eingehängt sind und auf diese die Zugkräfte Q_1 resp. Q_2 übertragen. Verfolgt man die Richtung der Lastkette (Fig. 10), so findet man dieselbe von der Traverse aus bei Q_1 über eine Kettenrolle vom Radius r_{LK} gehend, in der Richtung von Q_2 nach einer Bogenlinie abfallend, dann über eine zweite, neben der ersten liegende und ebenso grosse Kettenrolle aufsteigend, um bei Q_2 schliesslich wieder zur Traverse zurückzukehren.

Die Kettenrolle, an welcher die Last Q_1 hängt, ist fest verbunden mit einem innen verzahnten Rad, dessen Verhältnisskreis den Radius R_1 zeigt, während das Kettenrad von Q_2 mit einem ebenfalls innen verzahnten Rade vom Verhältnisskreisradius R_2 aus einem Stücke besteht. In diese beiden innen verzahnten Räder greift ein aussen verzahntes Rad vom Verhältnisskreisradius r und gegen die innen verzahnten Räder von doppelter Breite ein; dasselbe dreht sich als gemeinsames Laufrad der beiden innen verzahnten Grundräder um den Punkt b des als Excenter ausgeführten Hebels, dessen Achse bei a in dem Gehänge gelagert ist und durch die Handkette am Kettenrade vom mittleren Radius r_{HK} in Umdrehung versetzt wird.

Die beiden Lastkettenräder haben je zehn Zähne, das Handkettenrad hat elf Zähne; Last- und Handkette sind gleich und zeigen einen Ketteneisendurchmesser $d = 5{,}3^{mm}$ und eine Baulänge $l = 18{,}6^{mm}$; der mittlere Radius wurde nach den unter „Kettenreibung" gegebenen Regeln zu „u" bestimmt. Die Verzahnung wurde nach ebenfalls früher angedeuteten Regeln construirt, die Zahncurven wurden jedoch in der Figur der Einfachheit halber weggelassen. Die kinematische Umsetzung vorliegenden Moore'schen Flaschenzuges ergiebt sich mittelst Gl. (5), wenn man in dieselbe $N_1 = -N_2 = N$, was durch die Traverse bedingt ist, ferner $\alpha_1 = -\frac{16}{14}$, $\alpha_2 = -\frac{15}{14}$ einsetzt; man erhält dadurch die Beziehung

$$\frac{n}{N} = 31.$$

Mit Rücksicht auf die Radien der Kettenräder ist dann

$$P_0 = \frac{Q}{31} \cdot \frac{r_{LK}}{r_{HK}} = 0{,}0293\, Q.$$

Bei graphischer Bestimmung der treibenden Kraft mit Rücksicht auf die schädlichen Widerstände hat man wieder die Reibungskreise zu ziehen, die Lastrichtungen um $\varkappa$ nach aussen, die Kraftrichtung um $\varkappa$ nach innen parallel zu verschieben und die durch die Reibung veränderten Zahndruckrichtungen zu zeichnen. Bei positivem n ist n_r negativ, folglich ist bei EF Rad R_1, bei $E_1 F_1$ Rad r als treibend zu betrachten, weshalb, da der Zahneingriff für beide Räderpaare nur je auf einer Seite des betreffenden Berührungspunktes der Theilkreise erfolgt, die neuen Zahndruckrichtungen $IV\,V$ resp. $IV\,X$ mit den Eingriffsstrecken, welche sie in deren Halbirungspunkten schneiden, nach den entsprechenden, aus Früherem zu bestimmenden Seiten die Reibungswinkel φ_z einschliessen.

Vom Schnittpunkte I_0 der Last Q_1 mit dem Zahndrucke $IV\,V$ aus wurde die Tangente $I_0 G$ an den Reibungskreis ϱ_1 gelegt. Macht man $I\,II \# Q_1$, $II\,III \parallel V\,IV$ und $I\,III \parallel G\,I_0$, so findet man in $I\,III$ den bei G auftretenden Achsendruck und in $III\,II$ den in $IV\,V$ wirkenden Zahndruck. Dieser wurde von IV aus, dem Schnittpunkte der beiden Zahndruckrichtungen, nach $IV\,V$ aufgetragen und nun das zum Laufrad gehörige Kräftepolygon $IV\,V\,VI$ gezogen, in welchem $IV\,VI$ Tangente an den Reibungskreis ϱ_2 ist, $V\,VI$ parallel der Zahndruckrichtung $IV\,X$ gemacht wurde; in $V\,VI$ ist dann der in $IV\,X$ wirkende Zahndruck, in $VI\,IV$ die Reaction des Excenters auf das Laufrad gefunden. Verlegt man $VI\,IV$ nach $VII\,VIII$, zieht $VII\,IX$ als entsprechende Tangente an den Reibungs-

kreis ϱ_1, $VIII\,IX \parallel P$, so erhält man in $IX\,VIII$ die gesuchte Kraft P, in $VII\,IX$ den Druck der Achse auf den Hebel. $V\,VI$ an den Schnittpunkt X nach $X\,XI$ verlegt, $X\,XII$ als Tangente an den Reibungskreis ϱ_1, $XI\,XII \parallel Q_2$ gezogen, giebt in $XII\,X$ den Achsendruck auf Rad R_2, in $XI - XII$ die Kettenspannung Q_2.

Mit $\varkappa = 0{,}51^{mm}$, $\varphi_z = 7^0$, $\varrho_1 = 1{,}2^{mm}$, $\varrho_2 = 2{,}2^{mm}$ und $Q_1 = I\,II = 100^{mm}$ wird

$$P = IX - VIII = 17{,}3^{mm}, \quad Q_2 = XI\,XII = 81{,}7^{mm},$$

somit $$Q = 181{,}7^{mm}.$$

Ohne Reibung wäre für diese Last $P_0 = 5{,}32^{kg}$ — einen Kräftemaassstab $1^{mm} = 1^{kg}$ vorausgesetzt. Als Wirkungsgrad der treibenden Kraft ergiebt sich sonach

$$\eta_p = \frac{5{,}32}{17{,}3} = 0{,}3.$$

Der Versuch an einem der Zeichnung entsprechenden Modell zeigt $\eta_p = 0{,}22$, welche Differenz jedenfalls auf die Unvollkommenheit der am Modell sich vorfindenden, rein empirisch hergestellten Verzahnung zurückzuführen ist.

Versuche über Leistung und Arbeitsverbrauch der in der Kammgarnfabrikation angewendeten Maschinen.[1])

Von

Dr. **Hartig** in Dresden.

(Hierzu Tafel VIII—X.)

V. Feinspinnmaschinen.

38) *Waterfeinspinnmaschine von Richard Hartmann in Chemnitz mit* 200 *Spindeln.*

Die Anordnung dieser Maschine ist aus dem Verticalschnitte Fig. 1, Taf. VIII, zu erkennen; eine eingehendere Darstellung findet sich in Hülsse, die Kammgarnfabrikation (Stuttgart 1861), S. 143, Taf. 103.

Die Spindeltheilung beträgt $69{,}5^{mm}$, die lichte Spulenhöhe 65^{mm}, der Spulendurchmesser $17—40^{mm}$, der Durchmesser der unteren Hinterwalze 25, der Vorderwalze 34^{mm}, Streckweite 132^{mm}; der Raumbedarf der Maschine $7{,}77 \times 1{,}025 = 7{,}96\,\square^m$.

Die Geschwindigkeitsverhältnisse der Hauptorgane ergeben sich aus folgender Uebersicht:

	Minutliche Tourenzahl		Umfangsweg pro Sec. Millim.
Hinterwalze	$178 \cdot \frac{30}{80} \cdot \frac{42}{62} \cdot \frac{25}{120} \cdot \frac{33}{48} =$	6,48	8,48,
Vorderwalze	$178 \cdot \frac{30}{80} \cdot \frac{42}{62}$ . . . $=$	45,2	80,47,
Spindel	. $178 \cdot \frac{215}{24}$ . . . $=$	1594,5	—.

Hiernach berechnet sich der Verzug im Streckwerke zu

$$\frac{80{,}47}{8{,}48} = 9{,}49$$

und die Drehungszahlen pro 1^m an die Spulen abgegebene Fadenlänge zu

$$\frac{1594{,}5}{60 \, . \, 0{,}08047} = 330{,}2.$$

Nach Maassgabe der Belastungsgewichte und der Hebelarmverhältnisse berechnet sich die gesammte Streckwerksbelastung für zwei Fäden zu

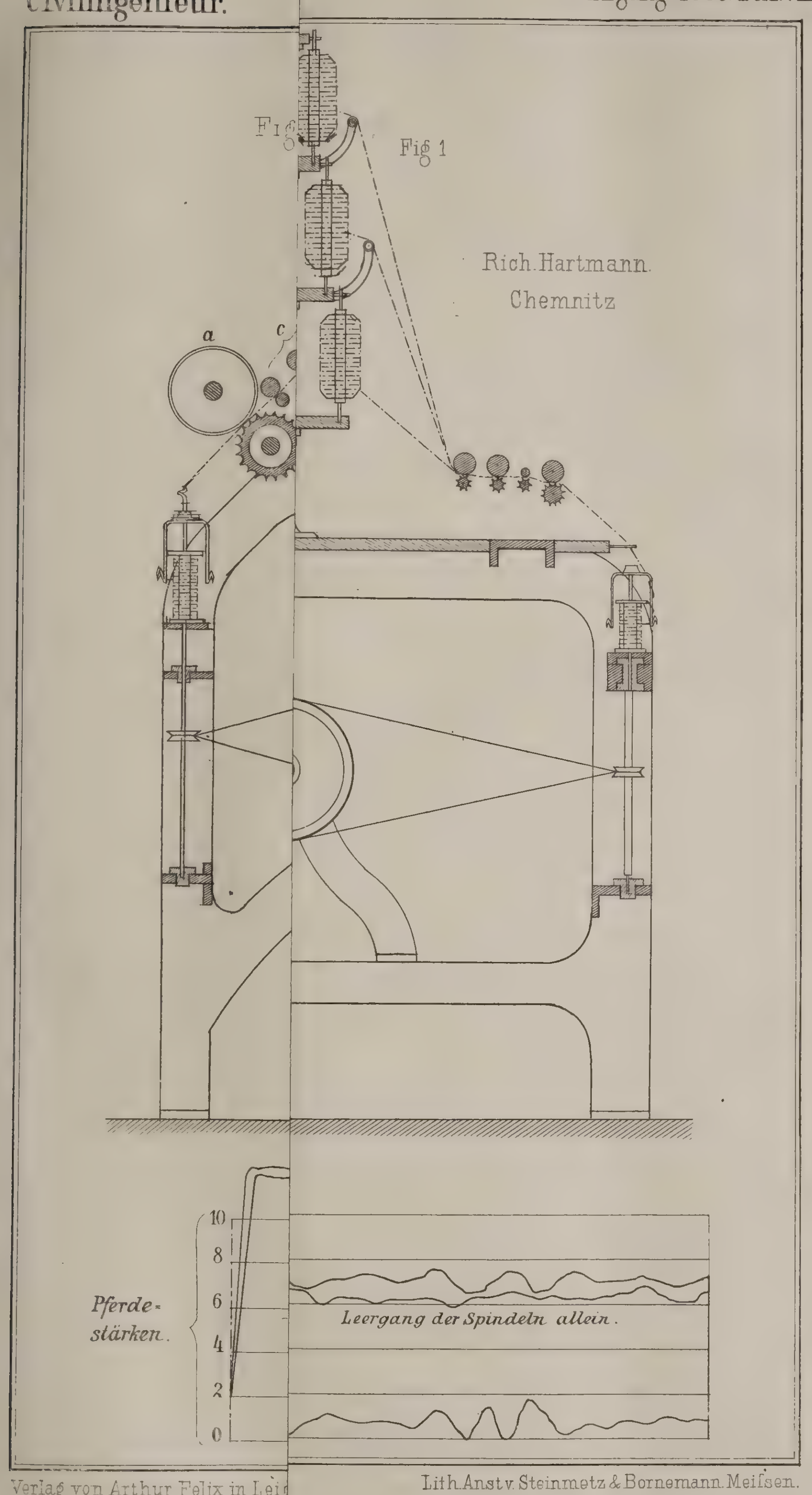
$$1{,}5 \cdot \frac{290}{40} + 0{,}5 \cdot \frac{133}{40} + 0{,}2 = 12{,}74^{kg},$$

für einen Faden sonach zu $6{,}37^{kg}$; hiervon kommt auf

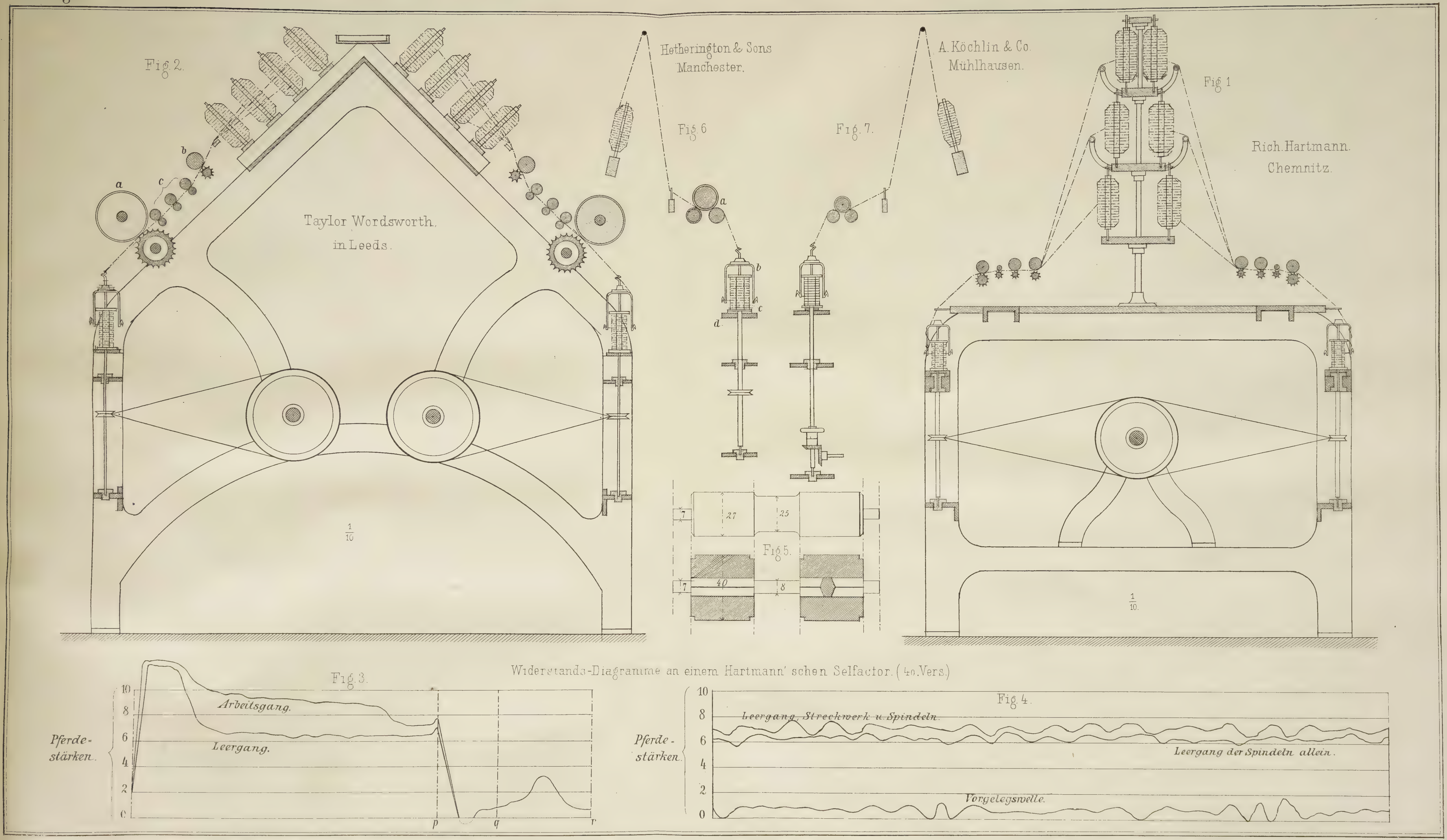
$$\text{die Hinterwalze } 6{,}37 \cdot \frac{42}{132} = 2{,}03^{kg},$$

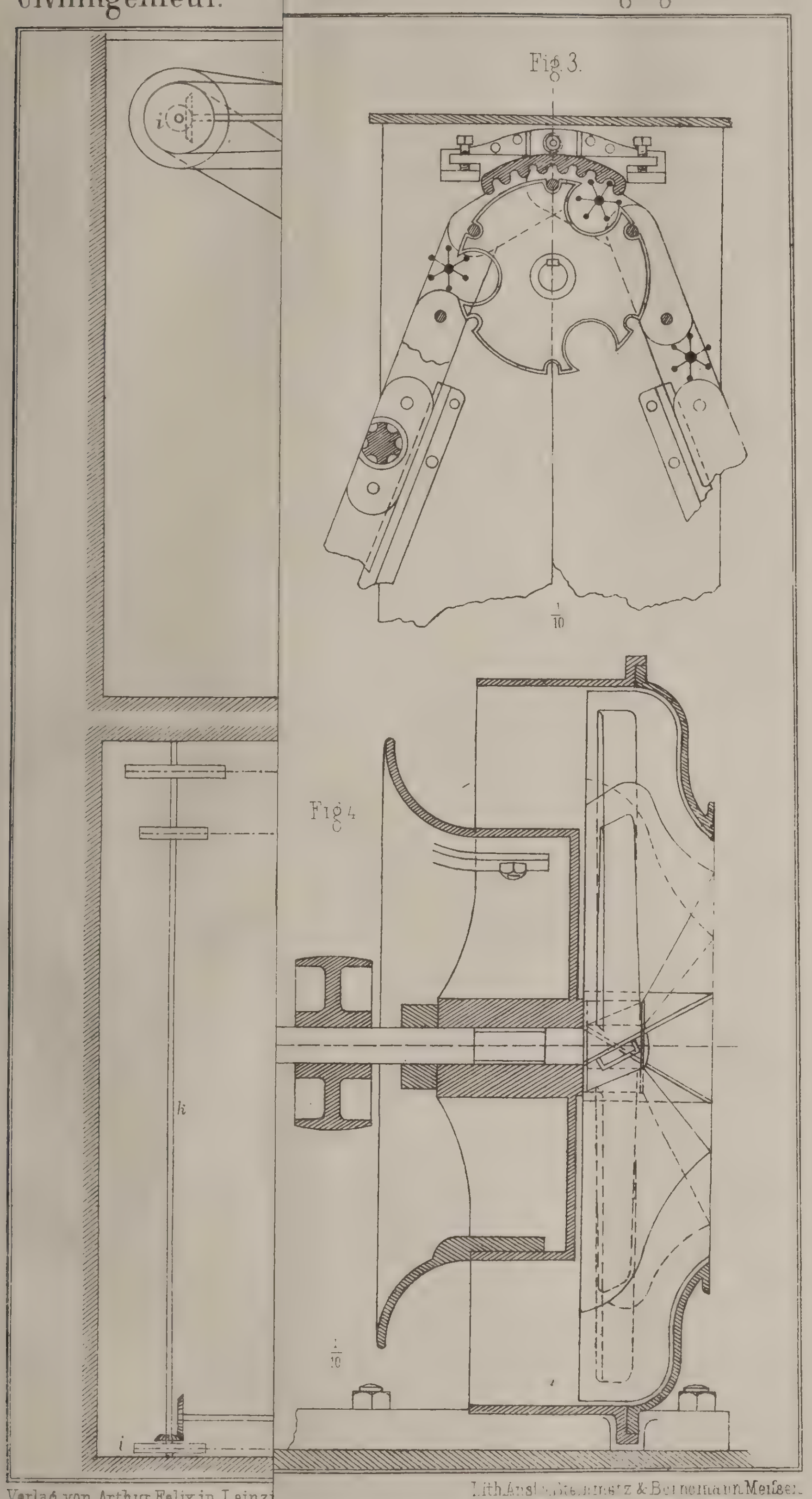
$$\text{die Vorderwalze } 6{,}37 \cdot \frac{90}{132} = 4{,}34^{kg}.$$

1) Vergl. Civilingenieur, Jahrg. 1877, S. 1, 133; Jahrg. 1878, S. 517; Jahrg. 1880, S. 107. Die gegenwärtige Mittheilung bildet den Schluss des Berichtes über die in Vöslau 1876 durchgeführten Versuche.



Verlag von Arthur Felix in Lei
Lith. Anst. v. Steinmetz & Bornemann. Meifsen.


Fig. 2.
a
b
c
Taylor Wordsworth.
in Leeds.
1/10
Hetherington & Sons
Manchester.
Fig. 6
a
b
c
d
A. Köchlin & Co.
Mühlhausen.
Fig. 7.
Fig. 1
Rich. Hartmann.
Chemnitz.
1/10
7
27
25
Fig. 5.
7
40
8
Widerstands-Diagramme an einem Hartmann'schen Selfactor. (40. Vers.)
Fig. 3.
Arbeitsgang.
Leergang.
Pferde-
stärken.
p
q
r
Fig. 4.
Leergang, Streckwerk u. Spindeln.
Leergang der Spindeln allein.
Vorgelegswelle.
Pferde-
stärken.

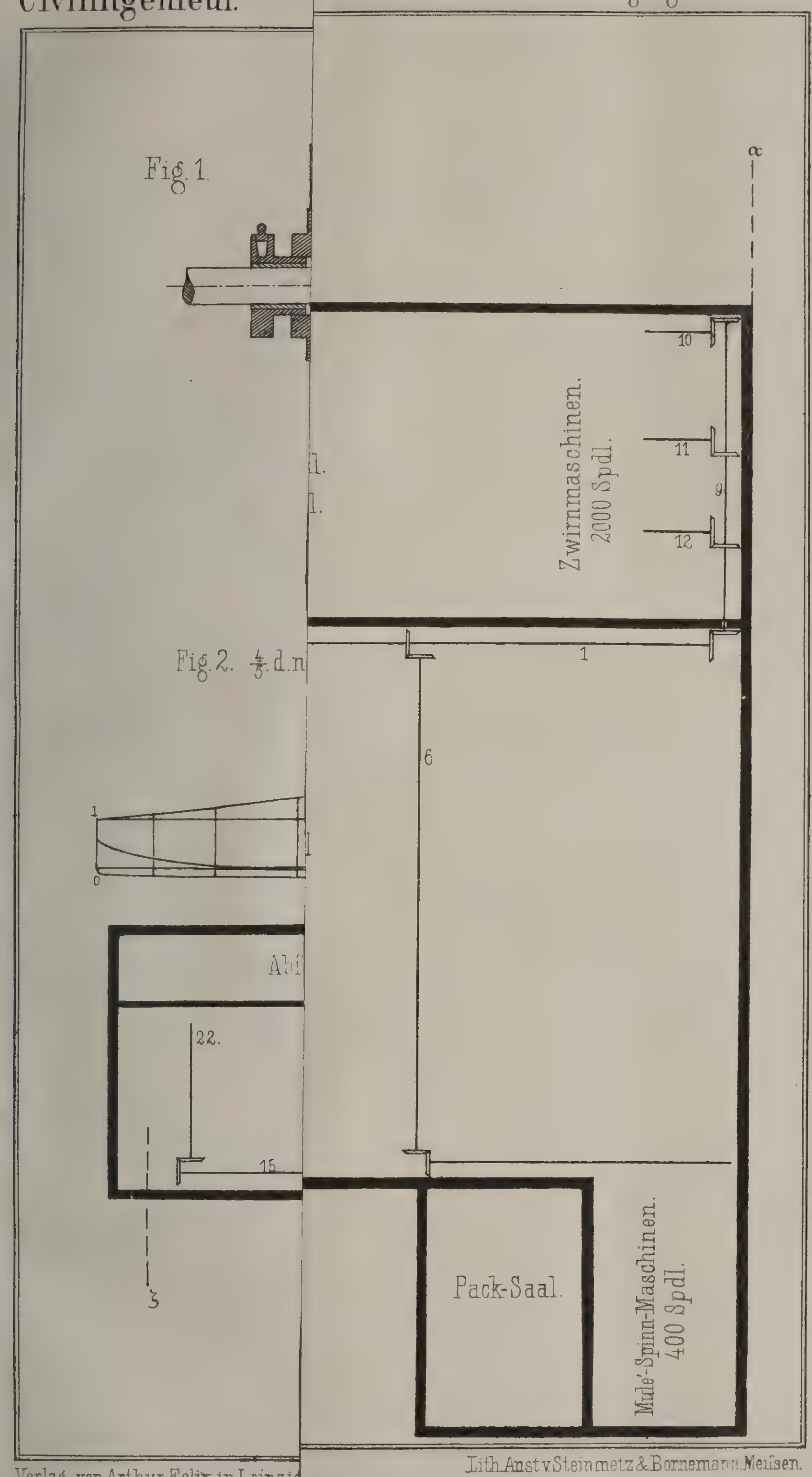


Verlag von Arthur Felix in Leipzi

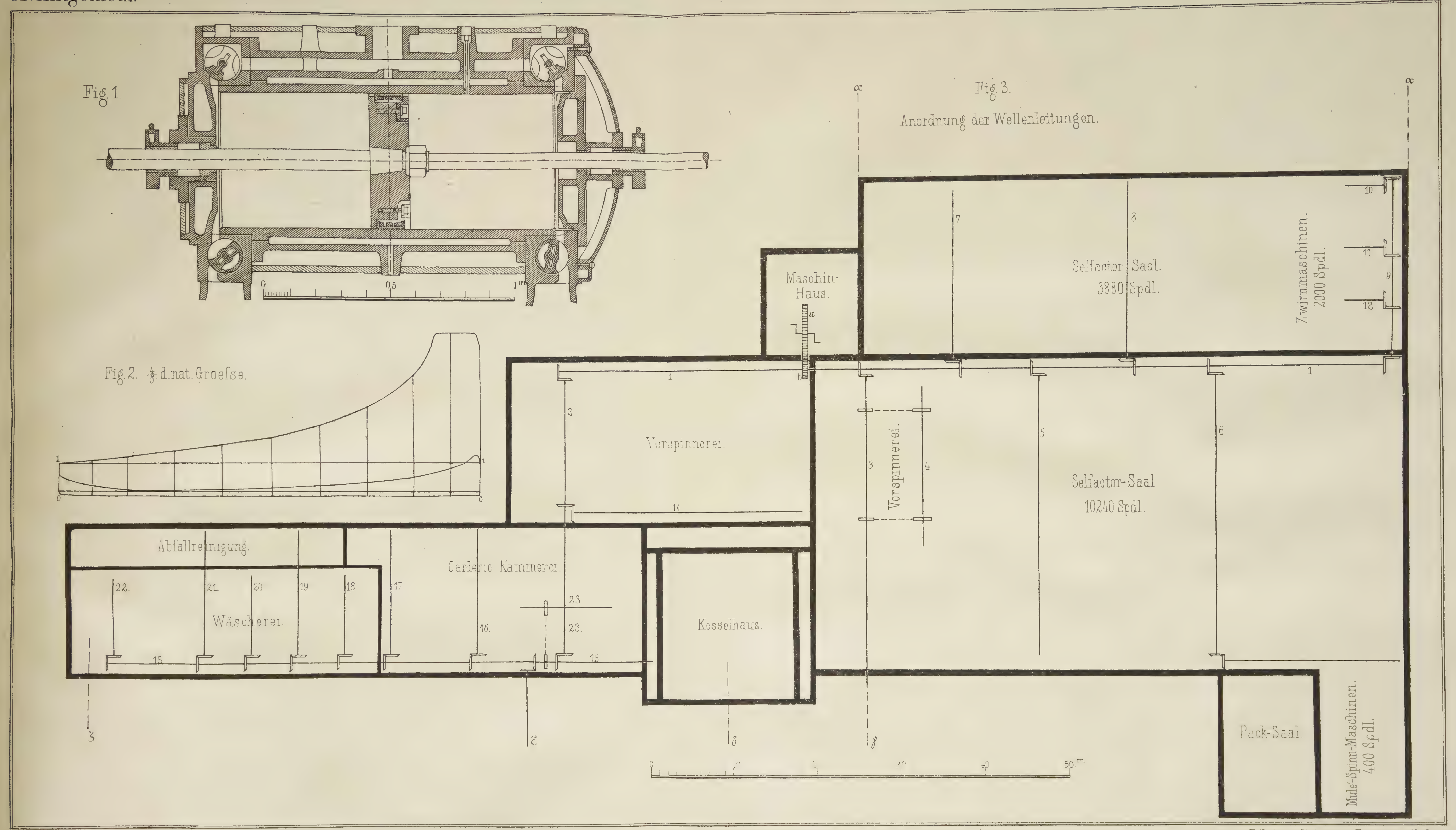
Lith. Anst. v. ... & Bornemann Meißen.



Verlag von Arthur Felix in Leipzig.
Lith. Anst. v. Steinmetz & Bornemann, Meißen.



Verlag von Arthur Felix in Leipzig
Lith. Anst. v. Steinmetz & Bornemann, Meißen.



Verlag von Arthur Felix in Leipzig. Lith. Anst. v. Steinmetz & Bornemann, Meissen.

Die dynamometrische Untersuchung ergab für die normale Tourenzahl der Antriebwelle $u_1 = 178$ pro Minute im Mittel aus je drei Versuchen den Arbeitsverbrauch im Leergange

der Spindeln allein 0,576 PS,
der ganzen Maschine 0,742 „
im Arbeitsgange, 75 Spindeln besetzt 0,819 „

Während des Arbeitsganges wurde auf 75 Spindeln aus A-Wolle Garn Nr. 26 metrisch gesponnen, die übrigen 125 Spindeln liefen leer mit; für die voll besetzte Maschine würde daher der Arbeitsverbrauch sich zu

$$N = 0{,}948^{PS} \text{ (oder } 4{,}74^{PS} \text{ pro 1000 Spulen)}$$

berechnen und wegen

$$N_0 = 0{,}742^{PS}$$

der Wirkungsgrad zu

$$\mu = 0{,}217,$$

sowie der auf den Umfang der Vordercylinder reducirte Widerstand pro Spindel zu

$$p = \frac{0{,}948 \,.\, 75}{200 \,.\, 0{,}08047} = 4{,}42^{kg}.$$

Die stündliche Leistung für ununterbrochenen Gang würde sich bei Benutzung aller Spindeln zu

$$L = \frac{200 \,.\, 0{,}08047 \,.\, 60 \,.\, 60}{26 \,.\, 1000} = 2{,}23^{kg}$$

und die Lieferung pro Stunde und Pferdestärke zu

$$\lambda = \frac{2{,}23}{0{,}948} = 2{,}35^{kg}$$

berechnen.

Der Coëfficient des normalen Arbeitsganges wurde für Zephyrgarn Nr. 21 metrisch AA-Wolle beobachtet zu

$$f = 0{,}82,$$

bei einer Lieferung von 50 kg pro Tag.

39) *Waterfeinspinnmaschine von Taylor Wordsworth in Leeds für grobe Teppichgarne* (Harras) *mit* 96 *Spindeln.*

Der Verticalschnitt Fig. 2, Taf. VIII, zeigt in 1/10 der wirklichen Grösse die allgemeine Disposition der wesentlichen Bestandtheile dieser Maschine. Eine vollständigere Darstellung findet sich in Schmidt, Lehrbuch der Spinnereimechanik (Leipzig 1857), S. 239, Taf. X, Fig. 8. Der Haarlänge der auf dieser Maschine versponnenen groben Wollen entsprechend, hat die Streckweite, der Abstand der Vorderwalzen a von den Hinterwalzen b (die Führungswalzen c sind nicht belastet), den grossen Werth 233 mm. Die Spindeltheilung ist 87 mm; Durchmesser der Spulen 17—47 mm, Spulenhöhe 91 mm; Durchmesser der Hinterwalzen 31,5 mm, der Vorderwalzen 100 mm; die Oberwalzen sind durch gespannte Schraubenfedern belastet. Durchmesser der Antriebscheibe 313, Breite 62, Höhe über dem Fussboden 560 mm. Raumbedarf 4,67 . 1,45 = 6,77 □m.

Die Geschwindigkeitsverhältnisse für die normale Tourenzahl der Antriebwelle $u_1 = 205$ pro Minute ergeben sich aus nachfolgender Uebersicht:

	Minutliche Tourenzahl		Umfangsweg pro Sec. Millim.
Hinterwalzen	$205 \,.\, \frac{100}{276} \,.\, \frac{29}{150} \,.\, \frac{51}{80} \,.\, \frac{56}{107}$	$= 4{,}80$	7,92,
Vorderwalzen	$205 \,.\, \frac{100}{276} \,.\, \frac{29}{150}$ . .	$= 14{,}35$	75,1,
Spindeln . .	$205 \,.\, \frac{236}{48}$	$= 1008$	—.

Hiernach berechnet sich der Verzug im Streckwerke zu

$$\frac{75{,}1}{7{,}92} = 9{,}48,$$

die Drehungszahl pro 1 m Gespinnstlänge zu

$$\frac{1008}{60 \,.\, 0{,}0751} = 223{,}7.$$

Die Beobachtung ergab an einer Probe des fertigen Fadens (metrische Feinheitsnummer 12,7) 232 Drehungen pro Meter.

Mittelst des zwischen Transmissionswelle und Antriebwelle eingeschalteten Dynamometers wurde durch je drei Versuche festgestellt der Arbeitsverbrauch im Leergange

der Spindeln allein . . . . 0,521 PS,
der ganzen Maschine . . . . 0,601 „

im Arbeitsgange

96 Spulen, Gespinnstnummer 12,7 metrisch 0,729 „
auf 1000 Spindeln berechnet . . . . . . 7,60 „

Es ergiebt sich sonach der Wirkungsgrad zu

$$\mu = \frac{0{,}729 - 0{,}601}{0{,}729} = 0{,}176,$$

sowie der auf den Umfang der Vorderwalzen reducirte Widerstand pro Spindel

$$p = \frac{0{,}729 \,.\, 75}{96 \,.\, 0{,}0751} = 7{,}58^{kg}.$$

Die theoretische Leistung pro Stunde berechnet sich zu

$$L = \frac{96 \,.\, 0{,}0751 \,.\, 60 \,.\, 60}{12{,}7 \,.\, 1000} = 2{,}043^{kg},$$

somit die Gespinnstmenge pro Pferdestärke und Stunde zu

$$\lambda = \frac{2{,}043}{0{,}729} = 2{,}80^{\text{kg}}.$$

Bezüglich des Coëfficienten für normalen Arbeitsgang lieferte die Direction des Etablissements die nachfolgenden Beobachtungen:

Wollsorte, metrische Feinheitsnummer, Gespinnstsorte:	Effective Lieferung als Bruchtheil der berechneten (f):
CC II 16, Posamentirgarn,	0,9007,
D 13, Presstuchgarn,	0,7735.

40) *Parr-Curtis-Selfactor von Richard Hartmann in Chemnitz mit 420 Spindeln.*

Bezüglich der Einrichtung dieser Feinspinnmaschine kann auf die bekannten Publicationen [1]) verwiesen werden. Das zu den Versuchen gewählte Exemplar, auf welchem Halbkette Nr. 48 B auf Bobinen gesponnen wurde, war durch folgende Daten charakterisirt.

Spindeltheilung 43^{mm}, Streckweite 115^{mm}, Wagenschub 1575^{mm}, Durchmesser der Hinterwalzen 25, der Vorderwalzen 27, der Wagenauszugscheibe 181^{mm}, der Antriebscheibe im Headstock 355^{mm}.

Belastung pro Sattel (2 Fäden)

$$1{,}38 \cdot \frac{202}{37} + 0{,}185 + 0{,}385 \cdot \frac{118}{37} = 8{,}955^{\text{kg}},$$

daher Belastung pro Faden 4,48^{kg}, wovon nach Maassgabe der Hebelarmverhältnisse

1,56^{kg} auf die Hinterwalzen,
2,92^{kg} auf die Vorderwalzen

entfallen.

Gewicht der auf einer Bobine enthaltenen Gespinnstmenge 57,54^{g}; Fadenlänge derselben 2762^{m}.

Die hauptsächlichen Geschwindigkeitsverhältnisse für normalen Gang der Betriebsmaschine ergeben sich aus nachfolgender Uebersicht:

Umdrehungszahl pro Minute.			Umfangsweg pro Sec. Millim.
Vorgelegswelle		242	—,
Antriebwelle im Headstock		310	—,
Hinterwalzen . .	$310 \cdot \frac{30}{65} \cdot \frac{36}{101} \cdot \frac{34}{90} =$	19,3	25,26,
Vorderwalzen . .	$310 \cdot \frac{30}{65}$ . . . $=$	143	202,16,
Wagenauszugscheibe	$310 \cdot \frac{30}{65} \cdot \frac{20}{43} \cdot \frac{19}{57} =$	22,2	210,39,
Spindeln	$310 \cdot \frac{420}{220} \cdot \frac{155}{21} =$	4371	—.

1) B. Niess, die Baumwollenspinnerei (Weimar 1869), S. 378, Taf. XXVII, XXVIII. — C. H. Schmidt, der Bewegungsmechanismus des Parr-Curtis-Selfactors. 2. Aufl. (Stuttgart 1880.)

Es berechnet sich hiernach der Verzug

im Streckwerke . . . . $\frac{202{,}16}{25{,}26} = 8{,}00$,

zwischen Vorderwalze und Spindelspitze $\frac{210{,}39}{202{,}16} = 1{,}041$,

ferner der Gesammtverzug zu

$$\frac{210{,}39}{25{,}26} = 8{,}33.$$

Die Dauer eines Wagenspiels ergab sich im Mittel aus 11 Beobachtungen zu 13,91 Secunden, wovon

8,85 Sec. auf die Wagenausfahrt und den Nachdraht,
2,00 „ auf das Abschlagen,
3,06 „ auf die Wageneinfahrt

entfallen; die Spindeln vollführen in der Secunde $\frac{4371}{60} = 72{,}85$ Umdrehungen, daher auf eine Wagenauszuglänge (von 1,575^{m})

$$8{,}85 \cdot 72{,}85 = 644{,}7 \text{ Spindeldrehungen}$$

kommen, was zu einer Drehungszahl des Feingespinnstes von

$$\frac{644{,}7}{1{,}575} = 409 \text{ pro Meter}$$

führen würde. Die Untersuchung von 5 Gespinnstproben (in ungespanntem Zustande), die von einer Spindel mit älterer, gut eingelaufener Betriebsschnur entnommen waren, ergab den wesentlich höheren Durchschnittswerth von 516 Drehungen pro Meter bei Nr. 48 metrischer Feinheitsnummer. Die nachfolgende Uebersicht zeigt die ermittelten Drehungszahlen für je 100^{mm} Fadenlänge der fünf Proben und giebt somit zugleich ein Bild von der Gleichförmigkeit der Drahtvertheilung:

Probe Nummer	1	2	3	4	5
	52	43	41	60	50
	55	55	44	43	63
	56	53	54	54	47
	43	48	50	50	39
	50	55	51	57	67
	50	49	57	48	64
	51	38	47	53	61
	64	55	55	60	45
	69	55	54	52	43
	56	56	49	42	49
Summa der Drehungen pro 1^{m}	526	507	502	519	528

Die Differenz zwischen dem hieraus hergeleiteten Mittelwerthe und dem vorher mitgetheilten Rechnungsresultat dürfte dem Ueberlaufen der Schnurtrommeln und der beträchtlichen Anspannung zuzuschreiben sein, welcher der Gespinnstfaden am Ende der Wagenausfahrt

unterliegt; diese Anspannung vermindert sich schon während des Aufwindeprocesses und noch weiter bei der Abwickelung der Proben, womit eine ansehnliche Verminderung der Fadenlänge Hand in Hand geht.

Das Abziehen der gefüllten Bobinen und Aufstecken neuer Papierröhrchen erfordert 5 Minuten Zeit.

Die dynamometrische Untersuchung beschränkte sich bei diesem Selfactor auf die Feststellung des Arbeitsverbrauches der Vorgelegswelle, der sich zu 0,975 Pferdestärken ergab, und der ganzen Maschine (einschliesslich Vorgelegswelle), für welche im Durchschnitt aus vier Versuchen der Werth 4,465 Pferdestärken ermittelt wurde; dies würde auf 1000 Spindeln berechnet $10{,}6^{PS}$ und für eine Spindel $0{,}80^{mkg}$ pro Secunde ergeben.

Die theoretische Lieferungsmenge pro Stunde beziffert sich (bei 4,31 Wagenspielen pro Minute) zu

$$L = \frac{420 \,.\, 1{,}575 \,.\, 4{,}31 \,.\, 60}{48 \,.\, 1000} = 3{,}565^{kg},$$

daher die Lieferung pro Pferdestärke und Stunde zu

$$\lambda = \frac{3{,}565}{4{,}465} = 0{,}798^{kg}.$$

Der Coëfficient für normalen Arbeitsgang wurde (aus 12stündiger Arbeitsperiode) beobachtet zu

$$f = 0{,}932.$$

41) *Parr-Curtis-Selfactor von der Sächsischen Maschinenfabrik in Chemnitz mit* 550 *Spindeln.*

Die Maschine, welche B Nr. 52 (metrisch) spinnt, ist durch folgende Daten charakterisirt: Durchmesser der Hinterwalzen 27^{mm}, der Vorderwalzen 27^{mm}, der Wagenauszugscheibe 181^{mm}, Streckweite 115^{mm}, Wagenschub (im Mittel aus drei Messungen) 1628^{mm}. Belastung eines Drucksattels

$$1{,}37 \,.\, \frac{162}{30} + 0{,}41 \,.\, \frac{80}{30} + 0{,}28 = 8{,}77^{kg},$$

daher Gesammtbelastung im Streckwerke pro Faden

$$\frac{8{,}77}{2} = 4{,}385^{kg},$$

wovon nach Maassgabe der Satteldimensionen

$2{,}974^{kg}$ auf die Vordercylinder,

$1{,}411^{kg}$ auf die Hinterwalzen

entfällt.

Die hauptsächlichen Geschwindigkeitsverhältnisse sind aus nachfolgender Uebersicht zu entnehmen:

Minutliche Umdrehungszahl für normalen Gang.			Umfangsweg pro Sec. Millim.
Vorgelegswelle	. . . .	226	—,
Antriebwelle	. . . .	370	—,
Hinterwalzen	$370 \,.\, \frac{33}{29} \,.\, \frac{28}{100} \,.\, \frac{21}{120} \,.\, \frac{36}{70} =$	10,6	14,99,
Vorderwalzen	$370 \,.\, \frac{33}{29} \,.\, \frac{28}{100}$ . . . $=$	118	166,8,
Wagenauszugscheibe	$370 \,.\, \frac{33}{29} \,.\, \frac{28}{100} \,.\, \frac{20}{43} \,.\, \frac{19}{57} =$	18,2	173,4,
Spindeln	$370 \,.\, \frac{520}{245} \,.\, \frac{155}{23}$ . . $=$	5291	—.

Hiernach berechnet sich der Gesammtverzug zu 11,56, wovon

11,1 auf das Streckwerk,

1,04 auf die Wagenvoreilung

kommen.

Die Dauer eines Wagenspiels wurde zu 15,15 Secunden beobachtet, wovon

10,05 Sec. (66,3 Proc.) auf den Spinnprocess,
1,98 „ (13,1 „) auf das Abschlagen,
3,12 „ (20,6 „) auf den Aufwindeprocess

kommen.

Die Drehungszahl pro 1^{m} Gespinnstlänge berechnet sich hiernach zu

$$\frac{10{,}05 \,.\, 5291}{60 \,.\, 1{,}628} = 544{,}4.$$

Zur Ausführung gelangten bei diesem Selfactor fünfzehn dynamometrische Versuche, deren Ergebnisse, auf normale Geschwindigkeit reducirt, nachfolgende Durchschnittszahlen lieferten:

	Arbeitsverbrauch in Pferdestärken.
Vorgelegswelle, incl. Losscheibe des Selfactors	0,733,
Leergang der Spindeln allein	6,28,
Leergang von Streckwerk und Spindeln .	6,85,
Leergang des Selfactors bei ein- und ausfahrendem Wagen	5,34,
Arbeitsgang der Maschine	5,61,
Arbeitsgang auf 1000 Spindeln berechnet	10,2.

Die bei diesen Versuchen erhaltenen Diagramme sind auf Taf. VIII in Fig. 3 und 4 in verkleinertem Maassstabe wiedergegeben; in Fig. 3 entspricht die Strecke *op* der Wagenausfahrt, *pq* dem Abschlagen, *qr* der Wageneinfahrt.

Der Wirkungsgrad dieses Selfactors stellt sich somit auf

$$\mu = \frac{5{,}61 - 5{,}34}{5{,}61} = 0{,}0481,$$

der auf einen Faden reducirte Widerstand (für $3{,}96 \cdot 60 = 237{,}6$ Wagenspiele pro Stunde) auf

$$p = \frac{5{,}61 \cdot 75 \cdot 60 \cdot 60}{550 \cdot 237{,}6 \cdot 1{,}628} = 7{,}12^{\text{kg}}.$$

Die stündliche Leistung (bei Vernachlässigung der Gangunterbrechungen) ergiebt sich zu

$$L = \frac{237{,}6 \cdot 1{,}628 \cdot 550}{52 \cdot 1000} = 4{,}09^{\text{kg}}$$

und die Lieferung pro Pferdestärke und Stunde zu

$$\lambda = \frac{4{,}09}{5{,}61} = 0{,}730^{\text{kg}}.$$

Der Coëfficient für normalen Arbeitsgang ist zu

$$f = 0{,}916$$

beobachtet worden, das Garngewicht einer gefüllten Bobine zu $57{,}54^{\text{g}}$.

42) *Selfactor mit Platt'schem Headstock von Köchlin & Co. in Mülhausen mit 550 Spindeln.*

Dieser Selfactor, wegen dessen Headstock-Anordnung auf die treffliche Darstellung in Hülsse's Technik der Baumwollspinnerei (Stuttgart 1857), Seite 256, Taf. 20—25, verwiesen werden mag, spinnt AA-Wolle Nr. 86 metrisch. Die Streckweite beträgt 115^{mm}, der Durchmesser der Hinterwalzen, wie der Vorderwalzen (vergl. Fig. 5, Taf. VIII) 27^{mm}, der Wagenauszugscheibe 181^{mm}, der Wagenschub im Mittel nach zwei Messungen 1613^{mm}.

Die Spindeln haben eine Länge von 392^{mm}, ihre Zapfendicke beträgt im Halslager 8^{mm}, im Fusslager $3{,}5^{\text{mm}}$, ihr Gewicht 161^{g}.

Das Garn wird auf grosse conische Cannetten von $1{,}75^{\text{g}}$ Gewicht gewunden; die gefüllte Bobine enthält 927^{m} oder $10{,}78^{\text{g}}$ Feingespinnst. Durch Wolf's Nummercontroleur, der an diesem Selfactor angebracht ist, wird erreicht, dass die Bobinen jedes Abzugs die gleiche Fadenlänge aufnehmen. Ist die vorgeschriebene Länge aufgewunden, so wird die Maschine ohne Zuthun des Spinners abgestellt und zwar bei derjenigen Position von Auf- und Gegenwinder, welche zum leichten Abziehen der Cannetten von den Spindeln nöthig ist. Die aufgenommene Länge hängt somit nicht vom Augenmaasse des die Maschine bedienenden Arbeiters ab, ist vielmehr durch Wechselräder positiv vorgeschrieben, welche der jeweiligen Fadenstärke (in Correspondenz mit der metrischen Nummerirung) entsprechen.

Die hauptsächlichen Geschwindigkeitsverhältnisse für normalen Gang sind in folgender Uebersicht enthalten:

	Minutliche Umdrehungszahl.		Umfangsweg pro Sec. Millim.
Antriebwelle	. . . .	380	—,
Hinterwalzen	$380 \cdot \frac{21}{44} \cdot \frac{27}{42} \cdot \frac{27}{109} \cdot \frac{38}{100}$	$= 10{,}98$	15,55,
Vorderwalzen	$380 \cdot \frac{21}{44} \cdot \frac{27}{42}$ . . .	$= 116{,}7$	165,0,
Wagenauszugscheibe	$380 \cdot \frac{21}{44} \cdot \frac{18}{61} \cdot \frac{15}{45}$ . .	$= 17{,}9$	169,3,
Spindeln . .	$380 \cdot \frac{500}{230} \cdot \frac{150}{22}$ . .	$= 5624$	—.

Die Dauer eines Wagenspiels ergab sich im Durchschnitt aus 6 Beobachtungen zu 15,08 Secunden, wovon

10,1 Sec. auf das Spinnen,
2,55 „ auf das Abschlagen,
2,43 „ auf das Aufwinden

entfielen.

Nach dem Vorstehenden berechnet sich

der Verzug zwischen Hinter- und Vorderwalzen zu 10,6,
der Verzug zwischen Vorderwalzen und Wagen zu 1,027,
der Totalverzug zu 10,89,
die Anzahl der Wagenspiele pro Min. zu 3,98,
die Drehungszahl pro 1^{m} Fadenlänge zu 587.

Die dynamometrische Untersuchung ergab für den Arbeitsverbrauch der zugehörigen Vorgelegswelle allein 0,681 Pferdestärken, für den ganzen Selfactor im Arbeitsgange nach vier Messungen

$$N = 5{,}29^{\text{PS}} \text{ (oder } 9{,}62^{\text{PS}} \text{ für 1000 Spindeln).}$$

In Berücksichtigung, dass die stündliche Leistung der Maschine zu

$$L = \frac{550 \cdot 1{,}613 \cdot 3{,}98 \cdot 60}{86 \cdot 1000} = 2{,}46^{\text{kg}}$$

sich berechnet, ergiebt sich die Lieferungsmenge pro Stunde und Pferdestärke zu

$$\lambda = \frac{2{,}46}{5{,}29} = 0{,}465^{\text{kg}}$$

und der auf einen Faden reducirte mittlere Widerstand zu

$$p = \frac{5{,}29 \cdot 75 \cdot 60}{550 \cdot 1{,}613 \cdot 3{,}98} = 6{,}74^{\text{kg}}.$$

Der Coëfficient des normalen Arbeitsganges wurde beobachtet zu

$$f = 0{,}899$$

bei einer mittleren Zeitdauer des Abziehens von 4′ 30″.

43) *Selfactor mit Platt'schem Headstock von A. Köchlin in Mülhausen mit 450 Spindeln.*

Metrische Feinheitsnummer des Gespinnstes 75. Wollsorte A. Streckweite 115 mm, Durchmesser der Hinterwalzen und Vorderwalzen 27 mm, der Wagenauszugscheibe 173 mm, Grösse des Wagenschubes 1620 mm, Durchmesser der Antriebscheibe 392 mm. Gewicht des auf einer gefüllten Cannette enthaltenen Gespinnstes 10,78 g.

Geschwindigkeitsverhältnisse:

	Minutliche Umdrehungszahl.		Umfangsweg pro Sec. Millim.
Vorgelegswelle	. . . .	247	—,
Antriebwelle	. . . .	360	—,
Hinterwalzen	$360 \cdot \frac{21}{41} \cdot \frac{27}{42} \cdot \frac{27}{109} \cdot \frac{34}{100}$	$= 9{,}97$	14,1,
Vorderwalzen	$360 \cdot \frac{21}{41} \cdot \frac{27}{42}$	$= 118{,}4$	167,
Wagenauszugscheibe	$360 \cdot \frac{21}{41} \cdot \frac{18}{60} \cdot \frac{15}{45}$ . . .	$= 18{,}4$	167,
Spindeln . .	$360 \cdot \frac{532{,}5}{231} \cdot \frac{153{,}7}{24}$	$= 5314$	—.

Hiernach ergiebt sich der Verzug im Streckwerke gleich dem Totalverzuge zu

$$\frac{167}{14{,}1} = 11{,}8.$$

Beobachtet wurde ferner die durchschnittliche Dauer

der Spinnperiode zu 9,67 Secunden,
des Abschlagens „ 1,88 „
des Aufwindens „ 2,50 „

daher die volle Dauer eines Wagenspiels 14,05″, wonach auf die Minute 4,27, auf die Stunde 256,2 Auszüge kommen.

Die Auswechselung der Cannette erforderte durchschnittlich eine Zeit von 3′ 30″.

Die Länge eines Wagenschubes zu 1,620 m angenommen, berechnet sich hiernach die Drehungszahl des Gespinnstes zu

$$\frac{9{,}67 \cdot 5314}{1{,}62 \cdot 60} = 529 \text{ pro } 1^{m}.$$

Zur Bewegungsübertragung von Spindeltrommel auf Spindelwürtel waren hierbei geklöppelte baumwollene Schnüre von 2 mm Dicke in Verwendung und es waren die in die Rechnung eingeführten Durchmesser von Mitte Schnur bis Mitte Schnur gemessen worden. Um eine schärfere Ermittelung der wirklichen Drehungszahl des Gespinnstes vornehmen zu können, als durch Aufsetzung eines Zählers auf die Spindel möglich ist (der immer ein stärkeres Gleiten der Spindelschnur als bei unbelasteter Spindel herbeiführt), oder durch nachträgliches Aufdrehen von Gespinnstproben (wobei die Spannung des Fadens immer von der am Ende des Spinnprocesses wirklich vorhandenen verschieden ist), so versuchte man bei diesem Selfactor das folgende Mittel: Man liess für einige Spindeln an Stelle des einen weissen Vorgarnfadens einen weissen und einen schwarz gefärbten in das Streckwerk laufen, die nun zu einem melirten Faden (mottled yarn) versponnen wurden; man setzte den Selfactor am Ende einer Wagenausfahrt in Stillstand und ermittelte nun an den ausgespannten Fäden, ohne dieselben abzunehmen oder auch nur anzufassen, die wirkliche Drehungszahl, indem man die jetzt deutlich sichtbaren, zwischen Windungen des schwarzen Fadens enthaltenen Windungen des weissen Fadens zählte[1]); hierbei wurde unterhalb des Fadens eine getheilte Messlatte zwischen Vordercylinder und Spindel eingelegt und mit einer Reissnadel das Abzählen in Intervallen von 100 mm ausgeführt. Das Ergebniss für eine alte und für eine neue Spindelschnur ist für je 4 m von vier verschiedenen Wagenauszügen in nachfolgendem Täfelchen zusammengestellt:

Theilstrecken.	Alte Spindelschnur.				Neue Spindelschnur.			
0— 100 mm	45	49	54	59	40	56	57	51
100— 200 „	48	65	53	69	41	55	52	46
200— 300 „	58	46	49	56	53	63	56	51
300— 400 „	43	53	56	58	59	63	46	53
400— 500 „	43	67	70	58	49	62	50	69
500— 600 „	45	61	51	59	59	45	54	54
600— 700 „	65	43	38	42	54	49	53	74
700— 800 „	49	48	55	48	60	46	46	55
800— 900 „	50	46	40	44	63	51	46	44
900—1000 „	45	52	61	54	53	54	46	46
Drehungszahl pro 1 m:	491	530	527	547	531	544	506	543

Im Mittel hatte daher das Gespinnst eine wirkliche Drehungszahl pro Meter von

524 bei Verwendung der alten Spindelschnur,
531 „ „ „ neuen „

so dass die Annahme berechtigt erscheint: Es ist bei normaler Beschaffenheit aller Bestandtheile das Gleiten der Spindelschnüre von einem so geringen Belange, dass es bei der Rechnung vernachlässigt werden kann. Vorausgesetzt ist dabei, dass die Seil- und Schnurenstärken

1) Vergl. B. Niess, die Baumwollspinnerei (Weimar 1869), S. 312.

bei Feststellung der eingeführten Scheibendurchmesser in bekannter Art berücksichtigt werden; geschieht das nicht, so lässt sich nach der vorstehend angegebenen Beobachtungsmethode allerdings ein Gleiten von 5 bis 10 Proc. constatiren, wie aus nachfolgender Tabelle sich ergiebt; in derselben bedeutet a die berechnete Drehungszahl im Gespinnste, wenn die Schnurdicke vernachlässigt, b dieselbe, wenn sie berücksichtigt, c die effective Drehungszahl im Durchschnitt aus vier Auszügen, bei neuen Schnüren anscheinend grösser als b; die letzte Columne giebt den Werth des Quotienten $\frac{a-c}{a}$, der nach der gewöhnlichen Auffassung als Gleitung der Schnüre auf den Würteln figurirt.

	a	b	c	$\frac{a-c}{a}$
Gedrehte Schnur von $2{,}5^{mm}$ Dicke	569	519,1	539,5	0,052,
Geklöppelte „ „ $2{,}0^{mm}$ „	569	529	531	0,067,
„ „ „ $3{,}5^{mm}$ „	569	502,4	509,5	0,105.

Die Betrachtung dieser Werthe ergiebt, dass weder die gänzliche Vernachlässigung der Schnurdicke, noch deren Berücksichtigung im vollen Betrage den wahren Werth der Drehungszahl liefert, dass vielmehr die Durchmesser von Spindeltrommel und Würtel um einen Bruchtheil der Schnurendicke (entsprechend dem flachgedrückten Zustande der Schnüre auf den Trommeln) vergrössert in die Rechnung eingeführt werden müssen.

Die dynamometrische Untersuchung dieses Selfactors ergab den Arbeitsverbrauch

für die Vorgelegswelle allein	$0{,}505^{PS}$,
für Vorgelegswelle und Streckwerk, leer	1,40 „
für Vorgelegswelle und Spindeln, leer .	6,12 „
für den Leergang der ganzen Maschine	5,38 „
für den Arbeitsgang der „ „	5,47 „
desgl. berechnet auf 1000 Spindeln . .	12,2 „

Die stündliche Lieferung für ununterbrochenen Gang stellt sich auf

$$L = \frac{450 \, . \, 1{,}62 \, . \, 256{,}2}{75 \, . \, 1000} = 2{,}49^{kg},$$

daher die Lieferung pro Pferdestärke und Stunde auf

$$\lambda = \frac{2{,}49}{5{,}47} = 0{,}455^{kg},$$

und der auf einen Faden reducirte mittlere Widerstand

$$p = \frac{5{,}47 \, . \, 75 \, . \, 60 \, . \, 60}{450 \, . \, 1{,}62 \, . \, 256{,}2} = 7{,}98^{kg}.$$

Der Coëfficient für normalen Arbeitsgang wurde beobachtet zu

$$f = 0{,}860.$$

VI. Zwirnmaschinen.

44) *Zwirnmaschine von Hetherington & Sons in Vulcanworks bei Manchester mit 240 Spindeln.*

Die Maschine ist doppelseitig; jede Seite enthält 120 Spulen von 80^{mm} lichter Höhe, $20-60^{mm}$ Durchmesser, in Abständen von 89^{mm}; auf jeder Spule werden 2 Fäden von der metrischen Feinheitsnummer 51,9 gezwirnt; die Zuführung derselben erfolgt durch ein Walzentrio a, Fig. 6, Taf. VIII; die Spindeln, welche die Flügel b tragen, werden durch geklöppelte Schnüre von einer horizontalen Trommel aus getrieben; die Spule c ruht mit der untern Holzscheibe auf einer Filzscheibe des Wagens d, welcher die verticale alternirende Bewegung empfängt.

Durchmesser der Antriebscheibe 251^{mm}, Breite 100^{mm}, Höhe über dem Fussboden 380^{mm}; Durchmesser der Unterwalzen 45^{mm}, Gewicht der Oberwalzen $1{,}10^{kg}$ pro Faden; Spindeldicke $12{,}5^{mm}$, Zapfendicke $9{,}5^{mm}$; Dicke der Spindelschnüre 3^{mm}.

Geschwindigkeitsverhältnisse:

	Minutliche Umdrehungszahl.		Umfangsweg pro Sec. Millim.
Antriebwelle		440	—,
Zuführungswalzen	$440 \, . \, \frac{24}{135} \, . \, \frac{32}{72} =$	34,76	81,9,
Spindeln und Flügel	$440 \, . \, \frac{256{,}5}{39{,}5}$	$= 2857$	—.

Hiernach berechnet sich die Drehungszahl pro 1^{m} des Gezwirnes zu

$$\frac{2857}{0{,}0819 \, . \, 60} = 581.$$

Beobachtet wurden an einem Faden, dessen Spindel durch eine neueingezogene Schnur getrieben war, die Drehungszahlen pro 1^{m}

520 486 513 539 527,

also im Durchschnitt 517, wonach ein Gleiten der Treibschnur von 11,0 Proc. constatirt war.

Der Arbeitsverbrauch ergab sich für den Leergang zu

$$N_0 = 1{,}058^{PS},$$

für den Arbeitsgang zu

$N = 1{,}272^{PS}$ (ergiebt $5{,}34^{PS}$ für 1000 Spindeln),

hiernach der Wirkungsgrad zu

$$\mu = \frac{0{,}214}{1{,}272} = 0{,}168.$$

Die stündliche Lieferung bei ununterbrochenem Gange beziffert sich auf

$$L = \frac{238 . 0{,}0819 . 60 . 60 . 2}{51{,}9 . 1000} = 2{,}70^{\text{kg}}$$

und die Lieferung pro Pferdestärke und Stunde auf

$$\lambda = \frac{2{,}70}{1{,}272} = 2{,}12^{\text{kg}}.$$

Reducirt man den Widerstand der Maschine auf den Umfang der Zuführungswalzen und auf einen Faden, so erlangt man den Werth

$$p = \frac{1{,}272 . 75}{0{,}0819 . 238} = 4{,}90^{\text{kg}}.$$

Der Coëfficient f für normalen Arbeitsgang ergab sich nach einer von Herrn Director O. Wolf nachträglich durchgeführten Beobachtungsreihe wie folgt:

Bezeichnung der Woll- und Gespinnstsorten (Feinheitsnummer metrisch)	Die effective Lieferung als Bruchtheil der berechneten (f)
AA 84, 2fach	0,9389,
A 64, 2fach	0,9263,
B 52, 2fach	0,9090,
C I 38, 2fach	0,8567.

Der Coëfficient des normalen Arbeitsganges zeigt sich hiernach stark veränderlich mit der Feinheitsnummer des Gespinnstes und es würden sich die Herren Fabriksleiter ein Verdienst erwerben, wenn sie auch für die übrigen Maschinen der Kammgarnspinnerei durch Sammlung und Veröffentlichung vieler Einzelbeobachtungen den noch unbekannten Zusammenhang zwischen Materialsorte und Coëfficient f darlegen wollten.

45) *Zwirnmaschine von A. Köchlin & Co. in Mülhausen mit 220 Spindeln.*

Die Anordnung dieser Zwirnmaschine, von welcher die Skizze Fig. 7, Taf. VIII, eine Vorstellung giebt, unterscheidet sich von der vorher besprochenen wesentlich dadurch, dass die Spindeln durch Räder angetrieben werden.

Durchmesser der Antriebscheibe 200^{mm}, Breite 55^{mm}, $h = 275^{\text{mm}}$. Durchmesser der unteren Zuführungswalzen 35^{mm}, lichte Höhe der Spulen 70, Durchmesser 19—46^{mm}. Jeder Flügel vereinigt zwei Fäden von der metrischen Feinheitsnummer 49,7 durch Zwirnung. Belastung der Zuführungswalzen 0,75^{kg} pro Faden.

Es beträgt für normalen Gang die minutliche Tourenzahl

der Antriebwelle 450,

der Zuführungswalzen $450 . \frac{20}{104} . \frac{45}{82} . \frac{45}{37} . \frac{24}{50} = 27{,}7$,

der Flügel . . . . . $450 . \frac{120}{24}$ . . . . $= 2250$,

daher der Umfangsweg der Zuführungswalzen 50,8^{m} und die Drehungszahl des Gezwirns pro 1^{m} Länge

$$\frac{2250}{60 . 0{,}0508} = 738.$$

Die stündliche Lieferung der Maschine berechnet sich zu

$$L = \frac{220 . 0{,}0508 . 60 . 60 . 2}{49{,}7 . 1000} = 1{,}62^{\text{kg}}.$$

Die Betriebsarbeit wurde beobachtet für den Leergang zu

$$N_0 = 1{,}058^{\text{PS}},$$

für den Arbeitsgang

$$N = 1{,}272^{\text{PS}} \text{ (oder } 5{,}78^{\text{PS}} \text{ für 1000 Spindeln)},$$

woraus sich ergiebt der Wirkungsgrad

$$\mu = 0{,}168,$$

die Lieferung pro Stunde und Pferdestärke

$$\lambda = \frac{1{,}62}{1{,}272} = 1{,}27^{\text{kg}}.$$

Der auf den Umfang der Zuführungswalzen und einen Faden reducirte Widerstand der Maschine

$$p = \frac{1{,}272 . 75}{220 . 0{,}0508} = 8{,}54^{\text{kg}}.$$

Ueber die Grösse des Coëfficienten für normalen Arbeitsgang (f) wurden die folgenden Beobachtungen gesammelt:

Gespinnstsorte nach Rohmaterial und metrischer Feinheitsnummer.	Verhältniss der berechneten zur wirklichen Lieferung 1:
AA 84, 2fach	0,9592,
A 64, 2fach	0,9502,
B 52, 2fach	0,9289,
C 38, 2fach	0,8882.

Hiernach stellt sich der Coëfficient f bei der Köchlin'schen Maschine für gleiche Materialsorten günstiger, als bei der von Hetherington.

VII. Garntrockenmaschinen.

46) *Garntrockenmaschine von Richard Hartmann in Chemnitz.*

Die Maschine ist auf Taf. IX in $^1/_{50}$ der wirklichen Grösse dargestellt: Fig. 1 Verticalschnitt, Fig. 2 Horizontalschnitt, Fig. 3 Detaileinrichtung zur zeitweisen Wendung der Strähne, Fig. 4 Längsschnitt des Ventilators, welcher die feuchte Luft absaugt. Man vergleiche auch die Beschreibung der Maschine in Dingler's polytechnischem Journal, Bd. 198, S. 26.

Bei a werden die mit feuchten Garnsträhnen gefüllten Stäbe in die passend gestalteten Glieder zweier endloser Ketten bb eingelegt; sie werden in auf- und absteigenden Bahnen durch den dampfgeheizten und ventilirten Kasten c hindurchgeführt, endlich bei d wieder abgenommen; die Heizung erfolgt mittelst des Dampfrohrsystems e, Windräder f befördern die Wasserverdunstung durch Bewegung der Luft, bei g wird durch den Schraubenventilator Fig. 4 die Absaugung der Luft bewirkt. Der Antrieb der ganzen Maschine erfolgt von der Scheibe h der Hauptwellenleitung aus (siehe Fig. 2) durch Treibriemen und Antriebscheibe i an der Antriebwelle k; der dynamometrische Apparat konnte zwischen h und i aufgestellt werden. Der in Fig. 3 dargestellte Mechanismus, welcher eine periodisch circulirende Bewegung der Strähne auf den Tragstäben hervorbringt und so eine gleichmässige Trocknung aller Stellen vermittelt, ist an jedem der vier höchst gelegenen Kettenräder angebracht zu denken.

Arbeitsbreite der Maschine $2{,}90^{\text{m}}$, Länge des Kastens $3{,}90^{\text{m}}$. Durchmesser der Antriebscheibe (i) 478^{mm}, Breite derselben 120^{mm}. Durchmesser der Kettentriebräder 280^{mm}, der Windräder 750, des Exhaustors 1010^{mm}; Weglänge der Strähne innerhalb des Trockenraumes 15^{m}.

Minutliche Umdrehungszahl bei normalem Gange

der Antriebwelle 150,

der Kettentriebräder $150 \cdot \frac{31}{61} \cdot \frac{117}{345} \cdot \frac{253}{253} \cdot \frac{11}{50} \cdot \frac{1}{37} = 0{,}154$,

der Windflügel . $150 \cdot \frac{478}{231}$ . . . . . . $= 310$,

des Exhaustors . . $150 \cdot \frac{678}{150}$ . . . . $= 678$.

Hieraus ergiebt sich die Ganggeschwindigkeit der Kette zu

$$v = \frac{280 \cdot \pi \cdot 0{,}154}{60} = 2{,}27^{\text{mm}} \text{ pro Sec.}$$

und die Zeitdauer des Durchgangs einer Trockenstange durch den Kasten

$$t = \frac{15000}{2{,}27} = 6618 \text{ Sec.} = 1^{\text{h}}\, 50'\, 18''.$$

Wie aus unserer Zeichnung (Fig. 2, Taf. IX) zu erkennen ist, lässt die Einrichtung der Antriebmechanismen noch eine langsamere und eine schnellere Ganggeschwindigkeit der Kette zu; bei ersterer stellt sich die minutliche Umdrehungszahl der Kettenscheiben auf

$$150 \cdot \frac{31}{61} \cdot \frac{117}{345} \cdot \frac{190}{315} \cdot \frac{11}{50} \cdot \frac{1}{37} = 0{,}093,$$

somit die Geschwindigkeit der Kette auf

$$v = 1{,}37^{\text{mm}} \text{ pro Sec.}$$

und die Passirungszeit auf

$$t = 10950'' = 3^{\text{h}}\, 2'\, 30'',$$

für die grössere Geschwindigkeit entsprechend die Umdrehungszahl

$$150 \cdot \frac{31}{61} \cdot \frac{117}{345} \cdot \frac{315}{190} \cdot \frac{11}{50} \cdot \frac{1}{37} = 0{,}255,$$

die Kettengeschwindigkeit

$$v = 3{,}76^{\text{mm}} \text{ pro Sec.}$$

und die Durchgangszeit

$$t = 3989'' = 1^{\text{h}}\, 6'\, 29'' \text{ (beobachtet: } 1^{\text{h}}\, 20').$$

Für die Beurtheilung der Leistung dieser trefflichen Maschine kann die Notiz von Nutzen sein, dass das Gewicht einer Stabfüllung vor dem Eintritt in die Maschine (mit Cochenille scharlachroth gefärbtes Garn CC I Nr. 32 metrisch, 2fädig, 2fach) $2{,}166^{\text{kg}}$ betrug, nach dem Austritt (bei grösster Geschwindigkeit der Kette, nach $1^{\text{h}}\, 20'$) $1{,}75^{\text{kg}}$ betrug, also der Wassergehalt um $0{,}416^{\text{kg}}$ oder 23,8 Proc. des getrockneten Materials sich verminderte. Die Maschine arbeitet mit 36 Stäben, von denen immer 32 gleichzeitig im Trockenraume sich befinden; 2 sind im Eingange, 2 im Ausgange begriffen.

Die dynamometrische Untersuchung führte zu folgendem Resultate: Für normale Ganggeschwindigkeit der Antriebwelle ($u_1 = 150$ Umdrehungen pro Minute) und mittlere Geschwindigkeit der Ketten ($v = 2{,}27^{\text{mm}}$) beträgt der Arbeitsverbrauch

der Transportketten allein . . . $0{,}317^{\text{PS}}$,
des Exhaustors allein . . . . . . $1{,}067$ „
des Exhaustors und der Windflügel $1{,}295$ „
der ganzen Maschinenanlage . . . $1{,}382$ „

Der letztere Werth ist noch etwas niedriger, als der in den Preiscouranten der Sächsischen Maschinenfabrik

angegebene (1,5 PS). Erhebungen über den Arbeitsgang bei unbelasteter Kette waren unterblieben.

VIII. Transmission.

Obwohl die zu den Versuchen verfügbare Zeit nicht ausreichte, eine eigentliche Untersuchung der Betriebsdampfmaschinen vorzunehmen, so wurden doch an der grösseren der vorhandenen Betriebsdampfmaschinen so viele Indicatorversuche ausgeführt, als zu einer angenäherten Feststellung der von der Transmissionsanlage beanspruchten Arbeitsgrösse erforderlich schien. Die Unsicherheit, welche die rechnerische Bestimmung dieser Grösse darbietet, macht die Kenntniss recht vieler solcher Untersuchungen erwünscht; nur sind dieselben werthlos, wenn nicht die genaue Disposition der Wellen, ihre Längen und Dicken, die Zahl und Vertheilung der Lager, die Zapfendimensionen u. s. w. beigefügt werden; auch die vollständige Angabe der von den einzelnen Wellen getriebenen Arbeitsmaschinen ist wegen der zu erwartenden Riemenzüge und daraus resultirenden Zapfendrücke unerlässlich. Demgemäss wurde eine vollständige Aufnahme der von der betreffenden Dampfmaschine betriebenen Transmission durchgeführt, deren Resultat einerseits aus Fig. 3, Taf. X, andererseits aus den nachfolgenden beiden Tabellen zu ersehen ist.

Der zugehörige Motor ist eine gekuppelte Hochdruck-Condensations-Dampfmaschine mit Corlisssteuerung, construirt und ausgeführt von Escher Wyss & Co. in Zürich für eine effective Leistung von 200 Pferde-

A) Zusammenstellung der von der Corlissmaschine angetriebenen Wellen und Arbeitsmaschinen.

Der Antrieb der Transmission geschieht durch Zahnräder *a* und *b* von 5,810^{m} und 1,650^{m} Theilrissdurchmesser, 264 und 75 Zähnen (Eisen auf Holz). Das Getriebe *b* von 1,650^{m} Durchmesser sitzt auf Welle (1). Von der Welle (1) aus werden durch Kegelräder von 800^{mm} und 781,8^{mm} Durchmesser, 44 und 43 Zähnen (Holz auf Eisen) die Querwellen (2), (3), (5), (6), (7), (8), (9) angetrieben, ferner von der Welle (9) die Wellen (10), (11) und (12); von (2) die Wellen (14) und (15); von (6) aus die Welle (13); sämmtliche Kegelräder haben einen Durchmesser von 728^{mm} und 54 Zähne (Holz auf Eisen). Die Welle (15) endlich treibt durch Räder derselben Dimension die Wellen (16), (17), (18), (19), (20), (21), (22) und (24). Sämmtliche Lager sind mit der Tovot'schen festen Schmiere gefettet.

Dimensionen der Wellen.

Bezeichnung der Wellen.	Länge in Metern.	Durchmesser in Millimet.	Anzahl der Lager.	Zapfenstärke in Millimet.	Zapfenlänge in Millimet.
1	32,400	110	11	110	165
	5,700	140	2 2	160 140	240
	2,500	120	1	120	160
	25,150	110	10	110	160
	39,400	90	15	90	160
2	19,000	92	5 4	92	130 110
	17,000	80	4 4	80	130 110
3	29,400	90	8 7	90	140 120
	8,100	80	2 2	80	130 110
4	20,750	60	11	60	110
5	21,750	80	6 5	80	125 110
	10,800	60	6	60	110
6	21,750	80	6 5	80	125 110
	14,600	60	8	60	110
7	11,950	70	7	70	100
	9,000	60	5	60	100

Bezeichnung der Wellen.	Länge in Metern.	Durchmesser in Millimet.	Anzahl der Lager.	Zapfenstärke in Millimet.	Zapfenlänge in Millimet.
8	11,950	70	7	70	100
	9,000	60	5	60	100
9	11,100	80	6	80	100
	10,900	70	5	70	100
10	3,000	55	2	55	100
11	4,000	60	4	60	100
12	4,000	60	4	60	100
13	21,800	60	9	60	110
14	21,500	66	9	66	118
	7,800	60	3	60	110
15	67,000	60	25	60	110
16	16,500	60	9	60	110
17	15,000	60	8	60	110
18	10,250	60	6	60	110
19	14,300	60	8	60	110
20	10,200	60	6	60	110
21	12,100	60	7	60	110
22	10,000	60	6	60	110
23	12,000	53	5	53	83
24	27,500	66	10	66	118 110

B) Verzeichniss der von den Wellen getriebenen Arbeitsmaschinen.

Fortlauf. Nr. der Maschin.	Namen der Maschinen.	Name des Fabrikanten.	Bemerkungen.
	Welle 1.		
1	Lisseuse	Richard Hartmann, Chemnitz	mit Vorgelege.
2	Frotteurstrecke mit 6 Köpfen	André Köchlin, Mülhausen.	
3	do. „ 8 „	do.	
4	do. „ 10 „	do.	
5	do. „ 12 „	do.	
6	Bobinier mit 30 Köpfen	do.	
7	do. „ 30 „	do.	
8	do. „ 30 „	do.	
9	do. „ 30 „	do.	
10	Finisseur mit 60 Köpfen	do.	
11	do. „ 60 „	do.	
12	do. „ 60 „	do.	
13	Frotteurstrecke mit 6 Köpfen	do.	
14	Aufzug.	—	m. Vorgel.
15	Kleine Speisepumpe.	—	do.
	Welle 2.		
16	Frotteurstrecke mit 6 Köpfen	André Köchlin, Mülhausen.	
17	do. „ 8 „	do.	m. Vorgel.
18	Abgangsstrecke mit 1 Kopf	do.	
19	Lisseuse.	do.	m. Vorgel.
	Welle 3.		
20	Frotteurstrecke mit 6 Köpfen	Nicolas Schlumberger, Gebweiler.	
21	Strecke mit 6 Köpfen	do.	
22	Selfactor (Syst. Parr Curtis) 420 Spindeln	Richard Hartmann, Chemnitz	mit Vorgelege.
23	do. 420 „	do.	do.
24	Selfactor (System Platt) 420 Spindeln	André Köchlin, Mülhausen	do.
	Welle 4.		
25	Frotteurstrecke mit 6 Köpfen	Nicolas Schlumberger, Gebweiler.	
26	do. „ 14 „	do.	
27	Bobinier mit 28 Köpfen	do.	
28	do. „ 30 „	do.	
29	do. „ 30 „	do.	
30	do. „ 40 „	do.	
31	Finisseur mit 60 Köpfen	do.	
32	do. „ 60 „	do.	
33	Strecke mit 6 Köpfen	André Köchlin, Mülhausen.	
34	Bobinier mit 24 Köpfen	Nicolas Schlumberger, Gebweiler.	
35	do. „ 24 „	do.	
36	do. „ 30 „	do.	
37	do. „ 30 „	do.	
38	do. „ 30 „	do.	
39	Finisseur mit 60 Köpfen	do.	
40	do. „ 60 „	do.	

Fortlauf. Nr. der Maschin.	Namen der Maschinen.	Name des Fabrikanten.	Bemerkungen.
	Welle 5.		
41	Selfactor (Syst. Parr Curtis) 450 Spindeln	Richard Hartmann, Chemnitz	mit Vorgelege.
42	Selfactor (System Platt) 450 Spindeln	André Köchlin, Mülhausen	do.
43	do. 450 „	do.	do.
44	do. 450 „	do.	do.
45	do. 450 „	do.	do.
46	do. 450 „	do.	do.
47	do. 450 „	do.	do.
48	do. 450 „	do.	do.
49	Frotteurstrecke mit 8 Köpfen	Nicolas Schlumberger, Gebweiler	do.
50	Selfactor (System Platt) 420 Spindeln	André Köchlin, Mülhausen	do.
	Welle 6.		
51	Selfactor (Syst. Parr Curtis) 550 Spindeln	Richard Hartmann, Chemnitz	mit Vorgelege.
52	Selfactor (System Platt) 550 Spindeln	André Köchlin, Mülhausen	do.
53	do. 550 „	do.	do.
54	do. 550 „	do.	do.
55	do. 550 „	do.	do.
56	do. 550 „	do.	do.
57	do. 550 „	do.	do.
58	do. 550 „	do.	do.
59	do. 550 „	do.	do.
	Welle 7.		
60	Selfactor (System Platt) 550 Spindeln	André Köchlin, Mülhausen	mit Vorgelege.
61	do. 550 „	do.	do.
62	do. 550 „	do.	do.
63	do. 550 „	do.	do.
	Welle 8.		
64	Selfactor (Syst. Parr Curtis) 550 Spindeln	Richard Hartmann, Chemnitz	mit Vorgelege.
65	do. 550 „	do.	do.
66	do. 550 „	do.	do.
67	do. 550 „	do.	do.
	Welle 9 treibt direct keine Maschine.		
	Welle 10.		
68	Zwirnmaschine mit Rädertrieb, 220 Spindeln.	André Köchlin, Mülhausen.	
	Welle 11.		
69	Zwirnmaschine mit Rädertrieb, 220 Spindeln	André Köchlin, Mülhausen	mit Vorgelege.
70	do. 220 „	do.	do.
71	Zwirnmaschine mit Schnurtrieb, 240 Spindeln	Hetherington & Son, Vulc. Works, Manchest.	do.
72	do. 240 „	do.	do.

Fortlauf. Nr. der Maschin.	Namen der Maschinen.	Name des Fabrikanten.	Bemerkungen.
	Welle 12.		
73	Zwirnmaschine mit Schnurtrieb, 240 Spindeln	Hetherington & Son, Vulcan Works, Manchester	mit Vorgelege.
74	do. 240 „	do.	do.
75	do. 240 „	do.	do.
76	do. 240 „	do.	do.
	Welle 13.		
77	Hand-Mulespinnmaschine, 200 Spindeln	Richard Hartmann, Chemnitz.	
78	do. 200 „	do.	
	Welle 14.		
79	Frotteurstrecke mit 10 Köpfen	André Köchlin, Mülhausen.	
80	do. „ 10 „	do.	
81	do. „ 12 „	do.	
82	Bobinier mit 24 Köpfen	do.	
83	do. „ 30 „	do.	
84	do. „ 38 „	do.	
85	do. „ 26 „	do.	
86	do. „ 26 „	do.	
87	do. „ 38 „	do.	
88	do. „ 38 „	do.	
89	Finisseur mit 76 Köpfen	do.	
90	do. „ 76 „	do.	
91	do. „ 76 „	do.	
	Welle 15.		
92	Kesselspeisepumpe	—	mit Vorgelege
93	Kämmmaschine (Syst. Nobel)	C. Beyer in Dresden.	und Räderübersetzung.
94	do.	Taylor Wordsworth, Leeds.	
95	do.	do.	
96	do.	do.	
97	do.	do.	
98	Bandduplirmaschine	do.	
99	do.	do.	
	Welle 16.		
100	Krempel	André Köchlin, Mülhausen.	
101	do.	do.	
102	do.	do.	
103	do.	do.	
104	do.	do.	
105	do.	do.	
106	do.	do.	
107	Strecke mit 4 Köpfen	Nicolas Schlumberger, Gebweiler.	
108	do. „ 6 „	do.	

Fortlauf. Nr. der Maschin.	Namen der Maschinen.	Name des Fabrikanten.	Bemerkungen.
	Welle 17.		
109	Krempel mit Avant-train	Nicolas Schlumberger, Gebweiler.	
110	do.	do.	
111	do.	do.	
112	do.	do.	
113	do.	do.	
114	a) Ein Ventilator zum Hineinblasen lauwarmer Luft in die Trockentrommeln	Richard Hartmann, Chemnitz	mit Vorgelege.
	Welle 18.		
114	b) Drei Trockentrommeln und drei Selfacting Einöl-Apparate	André Köchlin, Mülhausen.	
	Welle 19.		
114	c) Drei dritte Passagen. Drei Waschmaschinen	Zwei von André Köchlin, Mülhausen und eine von Nicolas Schlumberger[1])	
	Welle 20.		
114	Drei Waschmaschinen d) Drei zweite Passagen	Eine von André Köchlin, Mülhausen und zwei von Nicolas Schlumberger & Co.	
115	Schleifmaschine für Krempelwalzen.	—	
	Welle 21.		
114	Drei Waschmaschinen. e) Drei erste Passagen	Eine von André Köchlin, Mülhausen und zwei von Nicolas Schlumberger & Co.	
116	Woll-Oeffner	—	f. Abfälle.
140	Wolf	—	do.
	Welle 22.		
117	Wolf für grobe wallachische, türkische u. s. w. Wollen	Hermann in Brünn	
118	Schlagwolf	Pierrard Parpait et fils, Reims	f. mittelfeine und feine Wollen.
119	do.	do.	

1) Wäscherei-System

I besteht aus	1.	Passage,	Waschmaschine von	André Köchlin & Co.,
	2.	„	„ „	do.
	3.	„	„ „	do.
II „ „	1.	„	„ „	Schlumberger & Co.,
	2.	„	„ „	do.
	3.	„	„ „	André Köchlin & Co.,
III „ „	1.	„	„ „	Schlumberger & Co.,
	2.	„	„ „	do.
	3.	„	„ „	do.

Alle drei Systeme sind mit Auflage und Spülvorrichtung u. s. w. versehen.

Fortlauf. Nr. der Maschin.	Namen der Maschinen.	Name des Fabrikanten.	Bemerkungen.
	Welle 23.		
120	Strecke mit 8 Köpfen	Nicolas Schlumberger, Gebweiler.	
121	do. „ 10 „	André Köchlin, Mülhausen.	
122	Gillbox	Taylor Wordsworth, Leeds.	
123	do.	do.	
124	do.	do.	
125	do.	do.	
126	do.	do.	
127	do.	do.	
	Welle 24.		
128	Schmiedefeuer Ventilator	Escher Wyss, Zürich	m. Vorgel.
129	Grosse Spindeldrehbank	do.	do.
130	Grosse Spindeldrehbank	Fr. von Mai-Escher, Leesdorf	m. Vorge[l.]
131	Kleine Drehbank	Kurz in Leobersdorf	do.
132	Tischhobelmaschine	Richard Hartmann, Chemnitz	do.
133	Radial-Bohrmaschine	Escher Wyss, Zürich	do.
134	Kleine Bohrmaschine	do.	do.
135	Holzdrehbank	—	do.
136	Kleiner Schleifstein	—	do.
137	Kreissäge	Escher Wyss, Zürich	do.
138	Räderfräsmaschine	do.	do.
139	Stanzmaschine (zum Ausstossen der Papiere für die conischen Papierhülsen)	Werkstätte der Vöslauer Fabrik	do.

stärken. Fig. 1, Taf. X, zeigt den Längsschnitt eines der beiden Dampfcylinder. Der Kolbendurchmesser beträgt 541^{mm}, der Kolbenhub 1200^{mm}, die normale Tourenzahl, bei welcher auch die Indicatordiagramme erhoben wurden, 45 pro Minute; Dicke der hinteren Kolbenstange 64, der vorderen 80^{mm}; Grösse der beiderseitigen Dampfdruckflächen sonach $F_1 = 2266{,}5$ und $F_2 = 2248{,}4$ □^{cm}. Schmiermaterial: In den Cylindern Mineralöl, in den Lagern Olivenöl.

Zur Erzielung grösserer Zuverlässigkeit waren vier Indicatoren herbeigeschafft und an die vier Cylinderenden vertheilt worden, so dass die gleichzeitige Erhebung der Spannungscurven auf beiden Kolbenseiten jedes Cylinders möglich war; unter diesen vier Instrumenten zeichnete sich das durch Prof. Radinger beigebrachte Exemplar der Buckeye Engine Co. in Fitchburgh, Ohio, U. S. (Preis 90 Dollars) durch tadellose Beschaffenheit der gelieferten Diagramme aus; in Fig. 2, Taf. X, sind zwei derselben (für Arbeitsgang und Leergang) in $^4/_5$ der wirklichen Grösse wiedergegeben. Die Scalen der Instrumente wurden durch Vergleichung mit einem Quecksilbermanometer verificirt.

Die in bekannter Art durchgeführte Erhebung von 28 Diagrammen und deren Berechnung ergab die indicirte Leistung zu

20,0^{PS} für den Leergang der Dampfmaschine (Ausrückung zwischen a und b),

52,5^{PS} für Dampfmaschine und Wellenleitungen (die Treibriemen auf den Losscheiben),

236,2^{PS} für Dampfmaschine, Wellenleitungen und sämmtliche Arbeitsmaschinen, soweit möglich.

Die letzte Zahl enthält insofern eine Unsicherheit, als es bei der Ausdehnung der Anlage und der unzureichenden Zahl von Beobachtern nicht möglich war, zu constatiren, welche der aufgezählten Arbeitsmaschinen im Augenblicke der Beobachtung ausgerückt waren; eine Vergleichung der betreffenden Zahl mit den Ergebnissen der dynamometrischen Einzeluntersuchungen an den Fabrikationsmaschinen musste daher unterbleiben. Dagegen darf der auf die Wellenleitungen entfallende Arbeitsbetrag, der sich aus den ersten beiden Beobachtungsergebnissen zu

$$\frac{52{,}5 - 20{,}0}{1{,}07} = 30{,}4^{PS}$$

berechnen lässt, den Anspruch auf Zuverlässigkeit erheben, wenigstens sofern der auf 7 Proc. geschätzte Betrag der zusätzlichen Reibung zutreffend ist.

Für die während der Versuche in Gang gewesenen Arbeitsmaschinen würde sich analog die Zahl

$$\frac{236{,}2 - 52{,}5}{1{,}07} = 162{,}2^{PS}$$

ergeben.

Zum Verständniss der auf Taf. X gegebenen Darstellung sei noch ergänzend das Folgende bemerkt. In der Richtung der punktirten Linien $\alpha\alpha$ schliesst sich eine später ausgeführte Fabrikerweiterung für 6600 Selfactor- und 2400 Zwirnspindeln an; die Transmissionswelle γ ist über den Hof hinweg geleitet, um die Betriebsarbeit nach dem zweiten Fabrikcomplex oder von demselben zu übertragen; bei δ zweigt eine Dampfleitung aus dem Kesselhause ab für den Betrieb zweier anderweiter Dampfmaschinen von 100 und 80^{PS} im zweiten Fabrikcomplex; die Welle ε treibt nach oder von dem letzteren; die Dampfleitung ζ führt von dem an denselben angebauten Kesselhause der Färberei Wasserdampf nach der Färberei.

Vereinfachtes Detailnivelliren.

Von

Sectionsingenieur **H. Wiechel.**

Die Grundlage für Erdarbeiten bildet das Längenprofil, welches durch Nivelliren einer ausgesteckten Achse ermittelt wird. Eine Bürgschaft für die Richtigkeit des Nivellements bietet die Anknüpfung an bereits als zuverlässig bekannte Höhenmarken oder anderweite feste Punkte, welche im Zuge des Nivellements liegen oder auf Seitenwegen hereingezogen werden, so dass ein derartiges Nivellement als eine Kette, welche zwischen den einzelnen festen Punkten ausgespannt ist und deren einzelne Glieder die Instrumentaufstellungen sind, aufgefasst werden kann. Der unvermeidliche Fehler, welcher sich beim Einpassen der Kette zwischen die festen Punkte zeigt, ist auf die einzelnen Glieder gleichmässig zu vertheilen, so bald dessen Grösse innerhalb der zulässigen Grenze liegt, andernfalls ist die Arbeit behufs Aufsuchung des groben Fehlers zu wiederholen.

Die Ausführung eines Detail-Längennivellements ist hiernach eine einfache und setzt ausser der erforderlichen Gewandtheit in der Behandlung des Visirinstruments wenig Vorkenntnisse voraus. Aus diesem Grunde werden diese in der Praxis so ungemein häufig vorkommenden Messungen nicht selten von Personen ausgeführt, denen eine regelmässige geodätische Ausbildung fehlt und welche nur zu diesem Zwecke angelernt worden sind.

Abgesehen von der Construction des Visirinstruments und dessen Gebrauch, die hier nicht in Betracht gezogen werden mögen, entstehen Versehen, beziehungsweise Weitläufigkeiten

1) aus dem Umstande, dass die aufgestellte Messlatte im Fernrohre verkehrt erscheint, und

2) aus der Nothwendigkeit, die unmittelbar abgelesenen und auf den jeweiligen Visirhorizont bezogenen Höhenunterschiede auf einen Normalhorizont umzurechnen und dabei die unvermeidlichen Fehler zu vertheilen.

Für den Praktiker ein möglichst durchsichtiges, für den geodätisch Geschulten ein thunlichst knappes, vom Schreibwerk entlastetes Verfahren zu ermitteln, ist dadurch versucht worden, dass

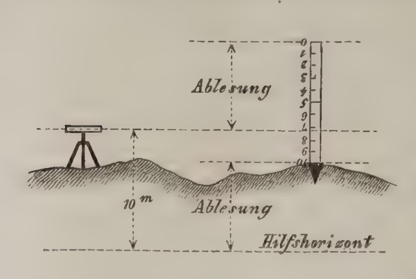
ad 1) der Uebelstand, die Ablesung auf einem verkehrt gesehenen Maassstabe bewirken zu müssen, beseitigt, und

ad 2) die Einrichtung des Nivellementsbuches so getroffen worden ist, dass nur zwei Zahlencolonnen: die Ablesungen und die Ordinaten, erscheinen und ausserdem die einzelnen Instrumentaufstellungen deutlich von einander gesondert als einzelne selbstständige Theile — gleichsam als Glieder einer Kette — aneinander gereiht auftreten.

1) Einrichtung der Nivellirlatte.

Um die im Fernrohr verkehrt gesehenen Zahlen deutlicher lesbar zu machen, ist es vielfach üblich, die Zahlen verkehrt auf den Maassstab zu malen; man sieht dann im Fernrohre die Maasslatte verkehrt, die Zahlen jedoch gerade und liest von oben nach unten ab, macht jedoch beim pendelartigen Schwenken der Maasslatte nicht die Maximalablesung in Richtung der Bezifferung, sondern die Minimalablesung. Beides widerspricht der Gewohnheit, entweder von links nach rechts oder von unten nach oben zu beziffern und bei variabler Marke zunächst nach dem grössten Werthe, also der Maximalablesung in der Bezifferungsrichtung zu fragen. Es liegt nun nahe, die durch die Umkehrung des gewohnten Bildes verursachten Unbequemlichkeiten dadurch radical zu beseitigen, dass man den Gegenstand selbst umkehrt, um denselben dann im Fernrohre wiederum wie gewohnt aufrecht zu erblicken. Beziffert man nun die Maasslatte von 0 bis 10, oder bei Metermaass (um ungebührliche Länge zu vermeiden) von 5 bis 10 und stellt die Latte stets verkehrt mit

der 10 nach unten auf, so erhält man die Ordinate durch Addition der gefundenen Ablesung zu einem 10ᵐ unter der Fernrohrachse gelegenen Horizont, der im Folgenden mit Hülfshorizont bezeichnet werden mag, wie aus beistehender Skizze ohne Weiteres ersichtlich ist. Diese Anordnung gewährt folgende Vortheile:



1) Die Ablesung erfolgt wie üblich von unten nach oben, wobei, wie ebenfalls üblich, das erreichbare Maximum in der Bezifferungsrichtung gilt.

2) Bei Metertheilung der Latte von 5 bis 10 werden Ablesungen, die mit 0 beginnen, wie 0,150, 0,015 oder 0,0015, welche erfahrungsgemäss leicht zu Versehen beim Setzen des Komma's in der eingetragenen Ablesung führen, vermieden.

3) Die gefundenen Ablesungen werden zum Hülfshorizont addirt, was erheblich leichter, sicherer und schneller geschieht, als die andernfalls vorzunehmende Subtraction vom Fernrohrhorizont.

4) Bei Metertheilung der Latte von 5 bis 10 werden nur Ablesungen über 5 erzielt, welche, falls das Auftragen des Längenprofils von den Hülfshorizonten direct geschieht, eleganter aufgetragen werden können, als beim Auftragen vom Instrumenthorizont bei aufrechter Lattenstellung, da letzteren Falles die Terrainpunkte und der Auftraghorizont sehr häufig unbequem dicht aneinander rücken. Ausserdem werden die Einzelwerthe, wie üblich, nach oben aufgetragen, während sie andernfalls vom Instrumenthorizont abwärts gestochen werden.

5) Die Nivellirlatte unterscheidet sich principiell nicht von jedem andern Maassstabe und kann, ohne dass durch verkehrt geschriebene Zahlen Versehen unterlaufen können, als solcher verwendet werden.

2) Einrichtung des Nivellementsbuches.

Wie die Anordnung von Schrift und Theilung auf den Nivellirlatten, so ist auch die Einrichtung des Aufnahme- und Berechnungs-Manuals eine vielfach abweichende. Meist finden sich nachstehende Rubriken mehr oder weniger vollzählig vor:

1. Stationsbezeichnung,
2. Ablesung rückwärts,
3. Ablesung mitten,
4. Ablesung vorwärts,
5. Anbindungsdifferenz,
6. Anbindungsfehler,
7. Corrigirte Ablesung rückwärts,
8. Corrigirte Ablesung vorwärts,
9. Terrain steigt,
10. Terrain fällt,
11. Ordinate,
12. Bemerkungen und Skizzen.

Hierunter dienen neun Rubriken (2 bis 10) der Aufsuchung des eigentlichen Zieles der Arbeit: der Ordinaten der nivellirten Punkte, so dass von den zwölf Rubriken nur drei (1, 11, 12) einen dauernden Werth besitzen. Es ist eine Erfahrung, dass die Aufnahme eines Nivellements weniger Zeit in Anspruch nimmt und weniger ermüdend ist, als die nachfolgende Ausrechnung der Ordinaten, was im Hinblick auf die obigen neun Rechnungsrubriken wohl begreiflich ist.

Um die Zwischenrechnungen für die Praxis zu vereinfachen, ist der schon unter 1) erwähnte Hülfshorizont eingeführt worden. Um eine bessere Uebersicht über den Gang des Nivellements, über die Gruppirung der verschiedenen Aufstellungen, sowie über den Gang der verschiedenen Aufstellungen, sowie über den Gang der Ausrechnung zu erzielen, sind die Rubriken auf die geringste Zahl beschränkt und die einzelnen Instrumentaufstellungen durch kräftige Striche von einander getrennt und mit fortlaufenden Nummern bezeichnet worden. Auf diese Weise ist das bisherige Ineinandergreifen der auf verschiedene Aufstellungen bezüglichen Angaben principiell ausgeschlossen und es stehen die gleichartigen Zahlenangaben streng in der Reihenfolge der Ablesung fortlaufend untereinander, wie aus nachstehendem Probeschema zu ersehen ist.

In diesem Schema sind nur diejenigen Zahlen enthalten, welche auf dem Felde mit Bleistift einzutragen und zum Nachweise der Richtigkeit des Nivellements unmittelbar nach der Aufnahme zu berechnen sind. Der Gang hierbei ist der, dass aus der bekannten Ordinate des Ausgangspunktes der Hülfshorizont (1) durch Subtraction der zugehörigen Ablesung gefunden wird, hierauf die Ordinaten der beiden Anbindepunkte durch Addition der betreffenden Ablesungen ermittelt und in die zugehörige Rubrik eingeschrieben werden. Der neue Hülfshorizont (2), im Schema zweimal unterstrichen, wird nun durch Subtraction der Ablesungen an den beiden Anbindepunkten aus der zweiten Aufstellung von den bereits festgestellten Ordinaten berechnet, wobei die voraussichtlich auftretende unvermeidliche Differenz zwischen den durch zwei Anbindungen bestimmten Werthen für den neuen Hülfshorizont

Station.	Ab-lesung.	Hülfs-horizont.	Ordinate.	Bemer-kungen und Skizzen.
F. P. Nr. XXII	6,610		343,892	(1)
147 + 30	6,54			
+ 40	6,44	337,282		
+ 43,1	6,35			
+ 50	6,38			
+ 75	5,706		342,988	
148	5,766		343,048	
148	7,630	335,358		(2)
147 + 75	7,694	335,354		
148 + 25	7,45	335,356		
+ 37,5	6,85			
+ 50	6,80	335,356		
+ 75	6,42			
149	6,44			
+ 5,5	6,36			
+ 25	5,18			
+ 50	5,386		340,742	
F. P. Nr. XXIV	5,269		340,625	
F. P. Nr. XXIV	7,086	333,539		(3)
+ 50	7,205	333,537		
+ 58	7,32	333,538		
+ 61	6,67			
+ 75	6,85	333,538		

durch Bildung des Mittelwerthes ausgeglichen wird. In gleicher Weise wird nun der Uebergang zum Hülfshorizont (3) und so fort bewirkt.

Alle diese Operationen werden mit Bleistift ausgeführt.

Eine bei Schluss der Arbeit sich herausstellende Abweichung von der Ordinate des Controlepunktes wird, sofern sie innerhalb der zulässigen Grenze liegt, gleichförmig nach der Zahl der Aufstellungen (die sich aus der fortlaufenden Nummerirung der Aufstellungen in der Rubrik „Bemerkungen" ohne Weiteres ergiebt) auf die einzelnen Hülfshorizonte repartirt, so dass also an den oben berechneten Werthen für dieselben eine geringfügige Correctur vorzunehmen ist. Diese Correctur ist nun mit Tinte unter die mit Bleistift geschriebenen und zwei Mal unterstrichenen vorläufig berechneten Hülfshorizonte zu schreiben und darunter der endgültige Werth derselben mit Tinte einzutragen. Nun erfolgt durch Addition der jeweiligen Ablesungen die fortlaufende Berechnung der Detailordinaten von Aufstellung zu Aufstellung. Eine Controle der Detailberechnung ist nicht erforderlich, da auch die Detailablesungen ohne Controle sind, kann jedoch natürlich durch Wiederholung der Additionen erlangt werden.

Das abgedruckte Schema ist nur soweit ausgefüllt, als die mit Bleistift vorzunehmende Rechnung reicht, die schliessliche Ausarbeitung mit Tinte ist jedoch nach Obigem so klar, dass die Beigabe eines zweiten ausgeführten Schemas als überflüssig erscheint.

Es sei noch bemerkt, dass die dargelegte vereinfachte Art der Notirung und Berechnung eines Nivellements in ganz derselben Weise angewendet werden kann bei Verwendung einer in alter Weise bezifferten Nivellirlatte; nur tritt dann an die Stelle des Hülfshorizontes: der Fernrohrhorizont, und an die Stelle der Addition von Ablesung zu Hülfshorizont: die Subtraction von Ablesung von Fernrohrhorizont.[1])

Wenn die vorgeschlagene Aenderung in dem Gebrauche der Nivellirlatte auch im Wesentlichen nur der Bequemlichkeit dient, so ist durch das neue Notirungs- und Ausrechnungsverfahren vielleicht ein Weg gefunden, der dieses leicht ermüdende Geschäft abzukürzen und den Gang der Operationen etwas übersichtlicher, plastischer zu gestalten geeignet ist.

1) In diesem letzteren Sinne wurde in Sachsen die Nivellementstabelle bereits in den dreissiger Jahren dieses Jahrhunderts geführt. Im Jahre 1844 empfahl sie der Oberingenieur Pressler den Ingenieuren beim Bau der sächsisch-schlesischen Eisenbahn; es wurde aber von den letzteren die ältere Tabelle der besseren Controle der Rechnung halber beibehalten.

Anmerkung der Redaction.

Experimentelle Prüfung der neueren Formeln für die Torsion prismatischer Körper.

Von

Professor **J. Bauschinger** in München.

I.

1) Die Formeln, welche ich einer experimentellen Prüfung unterwerfen wollte, sind folgende:

Es bezeichnen

$\mathfrak{T}$ das Torsionsmoment und

d die durch dasselbe hervorgebrachte Verdrehung zweier Querschnitte gegeneinander;

r den Radius des Kreises, auf welchem d als Bogen gemessen wird;

e die gegenseitige Entfernung jener beiden Querschnitte;

F den Flächeninhalt und

Θ' das sogenannte polare Trägheitsmoment eines Querschnittes, letzteres bezogen auf dessen Schwerpunkt;

a, b die grosse und kleine Halbachse eines elliptischen oder die grosse und kleine Halbseite eines rechteckigen Querschnittes, speciell aber

a den Radius eines kreisförmigen oder die Halbseite eines quadratischen Querschnittes;

Θ_a das Trägheitsmoment des Querschnittes in Bezug auf eine, durch seinen Schwerpunkt gehende, mit der Achse a zusammenfallende, oder mit der Seite a parallele Momentenachse;

η den Schubelasticitätsmodul;

τ_{max} die grösste vorkommende Schubspannung, welche beim kreisförmigen Querschnitte ringsum in der Peripherie, beim quadratischen in den Seitenmitten, beim elliptischen an den Enden der kleinen Halbachse und beim rechteckigen Querschnitte in den Mitten der Langseiten stattfindet.

Dann ist:

$$d = \varkappa \frac{\mathfrak{T}}{\eta} \cdot \frac{\Theta'}{F^4} e r \quad \ldots \ldots \quad (1)$$

$$\tau_{max} = \varkappa' \frac{\mathfrak{T}}{Q_a} b \quad \ldots \ldots \quad (2)$$

In diesen Formeln bedeuten $\varkappa$ und $\varkappa'$ Coëfficienten, welche für die verschiedenen, hier Berücksichtigung findenden Querschnittsformen folgende Werthe besitzen:

Für den kreisförmigen und elliptischen Querschnitt ist:

$$\varkappa = 4\pi^2 = 39{,}48 \text{ und } \varkappa' = 0{,}5,$$

für den rechteckigen Querschnitt mit dem Seitenverhältniss:

1 : 1 ist $\varkappa = 42{,}68$ und $\varkappa' = 0{,}75$,
1 : 2 ,, $\varkappa = 42{,}00$,, $\varkappa' = 0{,}75$,
1 : 4 ,, $\varkappa = 40{,}2$,, $\varkappa' = 0{,}75$.

Wegen der geringen Unterschiede in den Werthen für $\varkappa$ bei den obigen, sehr verschiedenen Querschnittsformen schlägt Saint-Venant[1]) vor, $\varkappa$ durchweg gleich 40, für alle praktischen Zwecke also

$$d = 40 \frac{\mathfrak{T}}{\eta} \cdot \frac{\Theta'}{F^4} e r \quad \ldots \ldots \quad (1^a)$$

zu setzen.

2) Beschäftigen wir uns zuerst mit den Formeln (1) und (1^a). Nehmen wir an, wir hätten fünf Probestücke, nämlich:

Nr. 1 von kreisförmigem Querschnitte,
,, 2 von elliptischem Querschnitte mit dem Achsenverhältniss 1 : 2,
,, 3 von quadratischem Querschnitte,
,, 4 von rechteckigem Querschnitte mit dem Seitenverhältniss 1 : 2,
,, 5 von rechteckigem Querschnitte mit dem Seitenverhältniss 1 : 4.

---

1) Comptes rendus 1879, No. 4, pag. 142—147.

Die Querschnittsgrösse sei bei den fünf ersten Stücken gleich (F), bei dem fünften halb so gross, $\frac{1}{2} F$. Die Stücke sollen auf die nämliche Länge e durch gleich grosse Momente $\mathfrak{T}$ um die auf Kreisen mit dem gleichen Radius r gemessenen Bögen d_1, d_2, d_3, d_4 und d_5 verwunden werden. Dann muss nach Formel (1) sein:

$$d_1 : d_2 : d_3 : d_4 : d_5 = 39{,}48\, \Theta_1' : 39{,}48\, \Theta_2' : 42{,}68\, \Theta_3' : 42\, \Theta_4' : 16 \times 40{,}2\, \Theta_5',$$

oder nach Formel (1^a):

$$d_1 : d_2 : d_3 : d_4 : d_5 = \Theta_1' : \Theta_2' : \Theta_3' : \Theta_4' : 16\, \Theta_5',$$

wenn die polaren Trägheitsmomente Θ' für die fünf Stücke durch die Zeiger 1, 2 . . . 5 unterschieden werden. Hält man die gleiche Bezeichnungsweise auch für die übrigen, oben eingeführten Grössen fest, so ist

$$\Theta_1' = \frac{\pi}{2} a_1^4,$$

$$\Theta_2' = \frac{\pi}{4} a_2 b_2 (a_2^2 + b_2^2) = \frac{5\pi}{32} a_2^4,$$

$$\Theta_3' = \frac{8}{3} a_3^4,$$

$$\Theta_4' = \frac{4}{3} a_4 b_4 (a_4^2 + b_4^2) = \frac{5}{6} a_4^4,$$

$$\Theta_5' = \frac{4}{3} a_5 b_5 (a_5^2 + b_5^2) = \frac{17}{48} a_5^4$$

und daher nach Formel (1)

$$d_1 : d_2 : d_3 : d_4 : d_5 = 19{,}74\, \pi a_1^4 : 6{,}16875\, \pi a_2^4 : 113{,}81333\, a_3^4 : 35\, a_4^4 : 227{,}8\, a_5^4,$$

oder angenähert nach Formel (1^a)

$$d_1 : d_2 : d_3 : d_4 : d_5 = 0{,}5\, \pi a_1^4 : 0{,}15625\, \pi a_2^4 : 2{,}6667\, a_3^4 : 0{,}8333\, a_4^4 : 5{,}6667\, a_5^4.$$

Nun ist aber die Querschnittsgrösse bei den einzelnen Stücken:

$$F = \pi a_1^2 = \pi a_2 b_2 = \frac{1}{2} \pi a_2^2,$$

$$= 4 a_3 b_3 = 4 a_3^2,$$

$$= 4 a_4 b_4 = 2 a_4^2,$$

$$= 2 . 4 a_5 b_5 = 2 a_5^2$$

und daher

$$a_1 = \sqrt{\frac{F}{\pi}}; \quad a_2 = \sqrt{\frac{2F}{\pi}}; \quad a_3 = \frac{1}{2} \sqrt{F};$$

$$a_4 = \sqrt{\frac{F}{2}}; \quad a_5 = \sqrt{\frac{F}{2}},$$

oder für $F = 50^{\text{qcm}}$

$$a_1 = 3{,}989^{\text{cm}}; \quad a_2 = 4{,}501^{\text{cm}}; \quad a_3 = 3{,}536^{\text{cm}}; \quad a_4 = 5{,}000^{\text{cm}}; \quad a_5 = 5{,}000^{\text{cm}}.$$

Demnach ist wiederum nach Formel (1):

$$d_1 : d_2 : d_3 : d_4 : d_5 = 6{,}28 : 7{,}85 : 7{,}11 : 8{,}75 : 57{,}00 = 1 : 1{,}25 : 1{,}13 : 1{,}40 : 9{,}1,$$

oder angenähert nach Formel (1^a):

$$d_1 : d_2 : d_3 : d_4 : d_5 = \frac{1}{6{,}28} : \frac{1}{5{,}03} : \frac{1}{6} : \frac{1}{4{,}8} : \frac{1}{0{,}706} = 1 : 1{,}25 : 1{,}05 : 1{,}31 : 8{,}9.$$

3) Ich liess fünf Paar solcher Probestücke aus Gusseisen herstellen. Dieses Material eignet sich zwar, der Veränderlichkeit seines Elasticitätsmoduls mit der Inanspruchnahme halber, nicht gut zu solchen Versuchen, empfiehlt sich aber andererseits durch den Umstand, dass beliebige Querschnittsformen leicht und billig hergestellt werden können. Die Probestücke waren 100^cm lang und wurden in der Werder'schen Prüfungsmaschine so eingespannt, wie ich es zuletzt in den „Essais de Résistance“[1]) pag. XXII und ff. beschrieben habe. Die Querschnitte, deren gegenseitige Verdrehung gemessen wurde, waren 50^cm von einander entfernt und die Verdrehung wurde als Bogen auf einem Kreise vom Radius 350^cm oder eigentlich auf geraden, in Doppelmillimeter getheilten Scalen abgelesen, deren Entfernung von der Achse des Probestückes 350^cm betrug. Die Verdrehungen waren immer so klein, dass die auf solche Weise gemessene Tangente für den Bogen genommen werden durfte. Die Ablesung geschah mit Fernrohren, die auf Rahmen gesteckt sind, welche in den betreffenden Querschnitten festgemacht werden.

Um für die zu messende Verdrehung zwei Werthe zu erhalten und zugleich zu constatiren, dass die beiden Hauptträgheitsachsen eines Querschnittes sich um gleiche Winkel gegen die entsprechenden eines anderen Querschnittes verdrehen, wurden auf jedem Probestücke zwei Paar Querschnitte ausgewählt, so, dass die beiden eines Paares unter sich um 50^cm entfernt waren, das eine Paar gegen das andere aber um 10^cm verschoben. Die beiden äussersten der vier Querschnitte hatten also eine Entfernung von 60, die beiden mittleren eine Entfernung von 40^cm von einander. An dem einen Paare waren die Rahmen, welche die Fernrohre trugen, mit nur je zwei einander diametral gegenüberstehenden Spitzenschrauben befestigt, die an den Enden der einen Hauptachse eingriffen; am anderen Paare waren die Rahmen in gleicher Weise an den Enden der anderen Hauptachse befestigt. Um eine Drehung

1) Essais de Résistance des fontes, fers et aciers de l'usine de Reschitza etc. par Bauschinger, Vienne 1878, édité par la Société autr. des chemins de fer de l'état.

der Rahmen um die Achse der sich gegenüberstehenden Spitzenschrauben zu verhüten, befanden sich am Ende je einer derselben nicht eine einzige, sondern vier feine, in den Ecken eines Quadrates von 2^{mm} Seite gelegene Spitzen.

Es mag hier gleich bemerkt werden, dass der Unterschied in der Verdrehung der beiden Hauptachsen überall so gering war, dass er unbedenklich Beobachtungsfehlern und Ungleichmässigkeiten im Material und in der Form der Probestücke zugeschrieben werden konnte. Deshalb durfte überall das Mittel aus beiden Verdrehungen oder einfacher noch die Summe der beiden, in Doppelmillimetern gemessenen Verdrehungen als die in Millimetern ausgedrückte Verdrehung zweier Querschnitte, deren Entfernung 50^{cm} beträgt, genommen werden.

Die nachstehende Tabelle I enthält die Originalmessungen an denjenigen der 10 Probestücke, bei dem der Unterschied in der Verdrehung der beiden Hauptachsen den grössten Betrag hatte. Hier erklärt sich dieser Unterschied dadurch, dass das Probestück nicht vollkommen prismatisch, sondern nach der einen Seite hin etwas dicker war.

Tabelle I.

Probestück: Prisma B mit rechteckigem Querschnitt vom Seitenverhältniss 1 : 2;

auf Torsion geprüft. Querschnitts-Halbseiten: $a_4 = \frac{1}{2} \times 10{,}23^{\text{cm}}$; $b_4 = \frac{1}{2} \times 5{,}13^{\text{cm}}$ im Mittel.

Belastung am Hebelsarm 49,2^{cm} in Tonnen.	Kleine Hauptachse.				Grosse Hauptachse.				Mittlere Verdrehung beider Hauptachsen.	Differenzen.
	Ablesung im Fernrohre zunächst des		Verdrehung.	Differenzen.	Ablesung im Fernrohre zunächst des		Verdrehung.	Differenzen.		
	Hebels. Dppcm.	Sperrrades. Dppcm.	Dppcm.		Hebels. Dppcm.	Sperrrades. Dppcm.	Dppcm.		Centim.	
0	10	10	0		10	10	0		0	
0,20	18,09	17,55	0,54	54	17,99	17,41	0,58	58	1,12	112
0,40	19,29	18,20	1,09	55	19,08	17,95	1,13	55	2,22	110
0,60	20,49	18,81	1,68	59	20,17	18,43	1,74	61	3,42	120
0,80	21,68	19,38	2,30	62	21,22	18,88	2,34	60	4,64	122
1,00	22,79	19,90	2,89	59	22,21	19,27	2,94	60	5,83	119
1,20	24,02	20,50	3,52	63	23,33	19,73	3,60	66	7,12	129
1,40	25,27	21,08	4,19	67	24,44	20,17	4,27	67	8,46	134
1,60	26,54	21,67	4,87	68	25,60	20,61	4,99	72	9,86	140
1,80	27,80	22,23	5,57	70	26,72	21,03	5,69	70	11,26	140
2,00	29,06	22,79	6,27	70	27,84	21,42	6,42	73	12,69	143
0	18,41	17,76	0,65		18,29	17,57	0,72		1,37	

Es ist nicht nothwendig, die Messungen an allen 10 Probestücken so im Detail mitzutheilen, wie in Tabelle I für eines derselben. Es genügt die mittlere Verdrehung der beiden Hauptachsen. Aber auch diese gebe ich nicht unmittelbar so, wie sie gemessen wurde. Die Probestücke wurden nämlich genommen, wie sie vom Gusse kamen, unbearbeitet. Ihre Querschnittsdimensionen waren also nicht vollkommen diejenigen, wie sie oben in Artikel 2 vorausgesetzt wurden, sondern weichen etwas, nicht viel, davon ab. Dies ist auch schon aus Tabelle I ersichtlich. Um nun doch vergleichbare Zahlen für die mittlere Verdrehung zweier Querschnitte zu erhalten, wurden die direct gemessenen Verdrehungen reducirt auf diejenigen Querschnittsformen und -Grössen, wie sie oben in Artikel 2 vorausgesetzt worden sind, und die wir kurz Normalformen und -Grössen nennen wollen. Sind Θ_0' und F_0 das polare Trägheitsmoment und die Grösse des Normalquerschnittes, Θ' und F aber die gleichen Grössen für den Querschnitt des gemessenen Stückes, so ist bei einer bestimmten Belastung des Torsionshebels die wirklich gemessene Verdrehung nach Formel (1):

$$d = \varkappa \frac{\mathfrak{T}}{\eta} \cdot \frac{\Theta'}{F^4} e r,$$

während an einem Stück vom Normalquerschnitt für die gleiche Belastung und unter sonst gleichen Umständen die Verdrehung

$$d_0 = \varkappa \frac{\mathfrak{T}}{\eta} \cdot \frac{\Theta_0'}{F_0^4} e r$$

Tabelle II.

Verdrehung zweier um 50^{cm} von einander entfernten Querschnitte, gemessen in Centim. auf einem Kreise von 350^{cm} Radius an Prismen (Cylindern) mit folgenden Querschnitten von normaler Form und Grösse.

Belastung am Hebelarm $49{,}2^{cm}$ in Tonnen.	Kreisförmig.					Elliptisch mit dem Achsenverhältniss 1 : 2.					Quadratisch.					Rechteckig mit dem Seitenverhältniss 1 : 2					Rechteckig mit dem Seitenverhältniss 1 : 4.				
	Stück A	Stück B	Mittel.	Elast.-Modul t pro qcm	Verhältnisszahl.	Stück A	Stück B	Mittel.	Elast.-Modul t pro qcm	Verhältnisszahl.	Stück A	Stück B	Mittel.	Elast.-Modul t pro qcm	Verhältnisszahl.	Stück A	Stück B	Mittel.	Elast.-Modul t pro qcm	Verhältnisszahl.	Stück A	Stück B	Mittel.	Elast.-Modul t pro qcm	Verhältnisszahl.
0	0	0	0			0	0	0			0	0	0			0	0	0			0	0	0		
0,1				525	1				523					495					492		4,04	3,58	3,81	515	
0,2	0,84	0,81	0,82$_5$		1	1,02	1,05	1,03$_5$		1,25	0,98	1,00	0,99		1,20	1,21	1,24	1,22$_5$		1,48	8,32	7,60	7,96	472	9,6
0,3				495	1				514					471					488		12,48	11,95	12,21$_5$	461	
0,4	1,71	1,69	1,70	473	1	2,05	2,12	2,08$_5$	487	1,23	1,98	2,08	2,03	448	1,19	2,47	2,45	2,46	453	1,45	16,60	16,50	16,55	452	9,7
0,6	2,61	2,62	2,61$_5$	473	1	3,21	3,18	3,19$_5$	477	1,22	3,11	3,14	3,12$_5$	471	1,19	3,81	3,77	3,79	442	1,45					
0,8	3,48	3,58	3,53	460	1	4,33	4,33	4,33	457	1,23	4,17	4,16	4,16$_5$	434	1,18	5,19	5,12	5,15$_5$	457	1,46					
1,0	4,41	4,53	4,47	458	1	5,49	5,54	5,51$_5$	460	1,23	5,30	5,29	5,29$_5$	417	1,18	6,52	6,43	6,47$_5$	424	1,45					
1,2	5,34	5,49	5,41$_5$	463	1	6,72	6,66	6,69	449	1,24	6,52	6,42	6,47	421	1,19	7,93	7,86	7,89$_5$	402	1,46					
1,4	6,29	6,41	6,35	424	1	7,93	7,86	7,89$_5$	438	1,24	7,73	7,54	7,63$_5$	421	1,20	9,45	9,34	9,39$_5$	391	1,48					
1,6	7,26	7,48	7,37	433	1	9,19	9,07	9,13	408	1,24	8,93	8,67	8,80	386	1,19	10,99	10,88	10,93$_5$	372	1,48					
1,8	8,27	8,47	8,37	433	1	10,53	10,38	10,45$_5$	399	1,25	10,31	9,83	10,07	403	1,20	12,68	12,43	12,54$_5$	385	1,50					
2,0	9,27	9,47	9,37	414	1	11,89	11,73	11,81	392	1,26	11,53	11,04	11,28$_5$	368	1,20	14,23	14,01	14,12		1,51					
2,2	10,28	10,55	10,41$_5$	392	1	13,28	13,10	13,19		1,27	12,92	12,31	12,61$_5$	339	1,21										
2,4	11,35	11,69	11,52	373	1						14,48	13,64	14,06		1,22										
2,6	12,49	12,87	12,68	345																					
2,8	13,75	14,12	13,93$_5$																						

erhalten worden wäre. Es ist also

$$d_0 = d\,\frac{\Theta_0'}{\Theta'}\cdot\frac{F^4}{F_0^{\,4}}.$$

Die so reducirten Verdrehungen sind in der nebenstehenden Tabelle angegeben, welche die vergleichende Zusammenstellung der Messungsresultate an sämmtlichen fünf Paar Probestücken enthält.

Man sieht, die Verhältnisszahlen stimmen bei der elliptischen Querschnittsform mit der theoretischen, zu Ende des Artikel 2 berechneten, gut überein. Bei dem quadratischen und bei den beiden rechteckigen Querschnitten lässt die Uebereinstimmung ziemlich viel zu wünschen übrig. Die beobachteten Werthe sind grösser als die nach der Formel (1) berechneten, und harmoniren noch weniger mit den aus der Näherungsformel (1[a]) ermittelten, die kleiner sind, als diejenigen, welche aus der strengen Formel folgen.

4) Ein weiteres Mittel zur Prüfung der Formel (1) geben die Resultate der Torsionsversuche, welche in den Tabellen 122 bis 147 meiner oben schon citirten „Essais de Résistance etc.“ niedergelegt sind. Diese Versuche wurden mit 660^{mm} langen Wellen aus verschiedenen Materialien angestellt, nämlich mit Wellen aus Siemens-Martinstahl von sechs verschiedenen Härtegraden (2 bis 7 der österreichischen Scala), aus Bessemerstahl von fünf verschiedenen Härtegraden (3 bis 7), aus Feinkorn- und aus sehnigem Eisen. Aus jedem dieser dreizehn Materialien war je eine Welle mit kreisförmigem Querschnitt von ca. 10^{cm} Durchmesser und eine Welle mit quadratischem Querschnitte von ca. 10^{cm} Seite hergestellt worden. Nach Formel (1) sollen für zwei solche Wellen aus gleichem Materiale die für gleiches Torsionsmoment erhaltenen Verdrehungen zweier gleich weit von einander entfernten Querschnitte das Verhältniss

$$d_1 : d_3 = \frac{2}{\pi} : \frac{42{,}68}{96} = 1 : 0{,}698$$

zu einander haben.

Ich entnehme aus den oben citirten Tabellen die Verdrehungen, wie sie unmittelbar vor der Elasticitätsgrenze stattfanden, und dividire sie durch die Zahl der Tonnen am Hebelarm von 50^{cm}, durch welche sie hervorgebracht worden sind; dadurch erhalte ich die mittleren Verdrehungen, welche innerhalb der Elasticitätsgrenze durch die Belastung von einer Tonne am Hebelarm

von 50^{cm} entstehen; dieselben wurden gemessen auf einem Kreise vom Radius 343,77^{cm} für zwei um 40^{cm} von einander entfernte Querschnitte.

Um aber diese Zahlen mit einander vergleichbar zu machen, mussten sie erst noch reducirt werden, da die Probestücke nicht alle genau 10^{cm} Durchmesser oder Quadratseite hatten. Die Reductionszahlen, mit welchen die gemessenen Verdrehungen multiplicirt werden müssen, um sie auf die Normalquerschnitte zu bringen, sind $\left(\frac{a_1}{5}\right)^4$, beziehungsweise $\left(\frac{a_3}{5}\right)^4$, wie aus Formel (1) leicht ersichtlich ist.

Nebenstehende Tabelle III enthält die so berechneten Zahlen für die dreizehn obigen Materialsorten, sowie ihr Verhältniss für je zwei Wellen aus gleichem Material.

Obwohl die obigen Verhältnisszahlen selber nicht sehr gut mit einander übereinstimmen, kommt ihr Mittelwerth doch der vorhin aus Formel (1) berechneten Zahl sehr nahe.

5) Aus Formel (1) lässt sich der Schubelasticitätsmodul η finden, wenn für ein gewisses Torsionsmoment $\mathfrak{T}$ oder für eine gewisse Zunahme $\Delta\mathfrak{T}$ desselben der Verdrehungswinkel d gemessen wird. Dies ist für die in Artikel 3 angeführten Versuche geschehen, und die aus ihnen berechneten, mit der Anstrengung veränderlichen Werthe des Elasticitätsmoduls sind in Tabelle II mit eingetragen.

Aber der Schubelasticitätsmodul η kann bekanntlich auch aus dem Zug- oder Druckelasticitätsmodul ε berechnet werden mittelst des Verhältnisses μ zwischen

Tabelle III.

Material.	Härtegrad.	Verdrehung für 1 Tonne Belastung am Hebelarm 50^{cm}: bei kreisförmigem Querschnitt von 10^{cm} Dchm.	Verdrehung für 1 Tonne Belastung am Hebelarm 50^{cm}: bei quadratischem Querschnitt von 10^{cm} Seite.	Verhältnisszahl 1 :
Martinstahl	2	0,397	0,259	0,653
"	3	0,351	0,254	0,724
"	4	0,365	0,248	0,680
"	5	0,376	0,255	0,678
"	6	0,383	0,249	0,650
"	7	0,361	0,246	0,681
Bessemerstahl	3	0,356	0,257	0,722
"	4	0,353	0,253	0,717
"	5	0,351	0,257	0,732
"	6	0,350	0,254	0,726
"	7	0,347	0,259	0,747
Feinkorneisen	—	0,401	0,254	0,633
Sehniges Eisen	—	0,394	0,278	0,702
			Mittel:	0,696

der Querdilatation oder -Contraction zur Längen-Contraction oder -Dilatation. Es ist

$$\eta = \frac{\varepsilon}{2(1+\mu)}$$

und die so berechneten Werthe von η sollen natürlich mit den aus Formel (1) mittelst Torsionsversuchen erhaltenen übereinstimmen.

Tabell

Belastung des ganzen Querschnittes	Cylinder mit kreisförmigem Querschnitt von 50 □^{cm} Grösse									Cylinder mit elliptischem Querschnitte (Achsenverhältniss 1 : 2) von 50 □^{cm} Höhe									Pri		
	verhältnissm. Längscontraction λ in Millionteln			Elasticitäts-Modul ε	verhältnissm. Querdilatation β in Millionteln			$\mu = \frac{\Delta\beta}{\Delta\lambda}$	Schubelasticitäts-Modul η	verhältnissm. Längscontraction λ in Millionteln			Elasticitäts-Modul ε	verhältnissm. Querdilatation β in Millionteln			$\mu = \frac{\Delta\beta}{\Delta\lambda}$	Schubelasticitäts-Modul η	verhältnissm. Längscontraction λ in Millionteln		
t	Stück A	Stück B	Mittel.	t pro qcm.	Stück A	Stück B	Mittel.		t pro qcm.	Stück A	Stück B	Mittel.	t pro qcm.	Stück A	Stück B	Mittel.		t pro qcm.	Stück A	Stück B	Mittel.
0	0	0	0		0	0	0			0	0	0		0	0	0			0	0	0
10	158	165	161	1242	30	35	34	0,21	513	140	150	145	1379	35	34	35	0,24	556	166	165	165
20	337	346	341	1111	70	77	73	0,22	455	302	326	314	1184	73	69	71	0,21	489	345	342	34
30	517	525	521	1111	107	115	111	0,21	459	466	507	486	1163	111	109	110	0,23	473	531	527	52
40	700	710	705	1087	142	160	151	0,22	445	634	693	663	1130	149	151	150	0,23	460	722	712	717
50	886	897	891	1075	187	200	193	0,23	437	806	879	842	1117	189	197	193	0,24	450	913	901	907
60	1070	1087	1078	1070	237	248	242	0,26	421	977	1074	1025	1093	229	243	236	0,24	441	1108	1092	110
70	1278	1283	1280	990	284	298	291	0,24	399	1157	1269	1213	1064	272	294	283	0,25	426	1305	1287	129
80	1484	1485	1484	980	342	357	349	0,28	383	1343	1473	1408	1026	324	352	338	0,28	401	1515	1489	150

Ich liess mit den in Artikel 3 beschriebenen fünf Paar Prismen von Gusseisen noch weitere fünf Paar ganz gleiche Probestücke herstellen. Von jedem derselben wurde ein 20^{cm} langes Stück abgeschnitten, das zur Prüfung auf Druck, zur Bestimmung der Längscontraction und Querdilatation verwendet wurde, das übrigbleibende Stück von 80^{cm} diente zur Prüfung auf Zug, zur Ermittelung der Längendilatation und Quercontraction. Eine so grosse Anzahl von Probestücken verschiedenen Querschnittes (zehn für Druck und zehn für Zug) wurde deshalb genommen, weil ich zugleich prüfen wollte, ob in der That die Querschnittsform keinen Einfluss auf das Verhältniss μ hat.

Die Versuche wurden genau in derselben Weise und mit demselben Apparate angestellt, wie ich sie in meiner Abhandlung: „Ueber die Quercontraction und -Dilatation bei der Längenausdehnung und -Zusammendrückung prismatischer Körper“ [1]) beschrieben habe. Ich bemerke nur noch, dass die Länge, für welche die Längs-Dilatation oder -Contraction gemessen wurde, allemal nahezu 10^{cm} betrug. Die Quercontraction oder -Dilatation wurde bei den Prismen mit ungleichen Querschnitts-Hauptachsen stets längs der grösseren derselben gemessen.

Es ist nicht nöthig, das ganze Detail der Versuche hier wiederzugeben. Ich beschränke mich darauf, die verhältnissmässigen Längs- und Queränderungen, ausgedrückt in Millionteln, und auch diese nicht so, wie sie unmittelbar beobachtet wurden, sondern reducirt auf die Normalgrösse des Querschnittes, 50 und beziehungsweise 25 □^{cm} zu geben. Sie sind in den folgenden Tabellen IV und V enthalten, zugleich mit den daraus gezogenen Mittelwerthen für jedes Paar Probestücke und die aus letzteren berechneten Werthe für ε, μ und η.

Man sieht, die Werthe von η stimmen so gut, als man es bei so schwierigen Messungen erwarten kann, sowohl unter sich, als auch mit den in Tabelle II enthaltenen überein. Die Verhältnisszahl μ stellt sich in der That als unabhängig von der Querschnittsform heraus.

6) Die Formel (2) kann auf directem Wege nicht geprüft werden, da es nicht möglich ist, die Spannung an einer bestimmten Stelle zu messen. Es bleibt nur übrig, so vorzugehen, wie bei anderen ähnlichen Formeln, nämlich das Torsionsmoment $\mathfrak{T}$ zu steigern, bis der Bruch eintritt und dann die aus (2) erhaltenen Werthe für τ_{max}, welche die „Torsionsfestigkeit“ repräsentiren, für verschiedene Querschnittsformen mit einander zu vergleichen. Dieses Verfahren wurde eingeschlagen, indem ich die in Artikel 3 beschriebenen fünf Paar Probestücke, nachdem die dort angegebenen Messungen vollendet waren, zum Bruche brachte. Die erhaltenen Resultate sind in nachstehender Tabelle VI wiedergegeben, zugleich mit den nöthigen Dimensionen und mit den daraus berechneten Werthen für τ_{max} am Bruch oder für τ_0, die „Torsionsfestigkeit“. Ich bemerke nur noch, dass, wenn der Hebel, an dem die tordirende Kraft wirkt, nicht gerade vertical steht, der Hebelarm immer etwas kleiner als 49,2^{cm} ist. Er wurde

1) Civilingenieur, XXV. Band.

kversuche.

tischem Querschnitt Grösse				Prisma mit rechteckigem Querschnitt (Seitenverhältniss 1 : 2) von 50 □^{cm} Grösse									Prisma von rechteckigem Querschnitte (Seitenverhältniss 1 : 4) von 25 □^{cm} Grösse								
ältnissm. ilatation β in lionteln		$\mu = \frac{\Delta \beta}{\Delta \lambda}$	Schubelasticitäts-Modul η t pro qcm.	verhältnissm. Längscontraction λ in Millionteln			Elasticitäts-Modul ε t pro qcm.	verhältnissm. Querdilatation β in Millionteln			$\mu = \frac{\Delta \beta}{\Delta \lambda}$	Schubelasticitäts-Modul η t pro qcm.	verhältnissm. Längscontraction λ in Millionteln			Elasticitäts-Modul ε t pro qcm.	verhältnissm. Querdilatation β in Millionteln			$\mu = \frac{\Delta \beta}{\Delta \lambda}$	Schubelasticitäts-Modul η t pro qcm.
Stück B	Mittel.			Stück A	Stück B	Mittel.		Stück A	Stück B	Mittel			Stück A	Stück B	Mittel.		Stück A	Stück B	Mittel.		
0	0			0	0	0		0	0	0			0	0	0		0	0	0		
34	31	0,19	510	154	165	159	1258	27	37	32	0,20	524	348	336	342	1170	65	63	64	0,19	492
74	74	0,24	453	326	336	331	1163	62	81	71	0,23	473	712	696	704	1105	147	144_5	146	0,23	449
113	114	$0,21_5$	465	504	508	506	1143	102	129	115	0,25	457	1081	1060	1070	1093	237	235_5	236	$0,24_5$	439
159	161	0,25	426	686	687_5	687	1105	140	176	158	0,24	446	1463	1431	1447	1061	340	330	335	0,26	421
201	204	0,23	428	868	871	869	1099	184	221	202	0.24	443									
247	251	0,24	408	1060	1061	1060	1047	228	273	250	0,25	419									
299	300	0,25	408	1252	1257	1254	1031	275	330	302	0,27	406									
350	354	0,26	381	1450	1457	1453	1005	325	384	354	0,26	399									

Tabel

Belastung des ganzen Querschnittes	Cylinder mit kreisförmigem Querschnitte von 50 □ cm Grösse									Cylinder mit elliptischem Querschnitte (Achsenverhältniss 1 : 2) von 50 □ cm Grösse									Pris		
	verhältnissm. Längendilatation λ in Millionteln			Elasticitäts-Modul ε	verhältnissm. Quercontraction β in Millionteln			$\mu = \frac{\varDelta\beta}{\varDelta\lambda}$	Schubelasticitäts-Modul η	verhältnissm. Längendilatation λ in Millionteln			Elasticitäts-Modul ε	verhältnissm. Quercontraction β in Millionteln			$\mu = \frac{\varDelta\beta}{\varDelta\lambda}$	Schubelasticitäts-Modul η	verhältnissm. Längendilatation λ in Millionteln		
t	Stück A	Stück B	Mittel.	t pro qcm.	Stück A	Stück B	Mittel.		t pro qcm.	Stück A	Stück B	Mittel.	t pro qcm.	Stück A	Stück B	Mittel.		t pro qcm.	Stück A	Stück B	Mittel.
0	0	0	0		0	0	0			0	0	0		0	0	0			0	0	0
2,5				1205				0,20	502				1176				$0{,}23_5$	476			
5	86	80	83		12	22	17			86	85	85		20	20	20			80	83	82
7,5				1150				0,26	456				1163				$0{,}21_5$	479			
10	176	164	170	1136	40	41	40.	0,23	462	170	172	171	1111	40	37	38_5	0,25	444	166	172	169
15	265	252	258	1031	59	61_5	60	0,32	390	261	261	261	1053	65	57	61	0,28	411	262	261	261
20	360	350	355		93	89	91			357	355	356		89	87	88			360	359	359

jedesmal unmittelbar nach dem Bruche gemessen und bei Berechnung des Torsionsmomentes berücksichtigt.

Die verschiedenen Querschnittsformen ergeben also sehr verschiedene Werthe für die Torsionsfestigkeit; den kleinsten der Kreis, den grössten das Rechteck mit dem Seitenverhältniss 1 : 4. Die Ursache davon ist leicht einzusehen: Beim Kreisquerschnitt findet die Maximalspannung ringsum an der Peripherie statt; die Bruchgrenze wird also an allen Punkten der Peripherie zugleich erreicht. Beim elliptischen Querschnitte findet aber die Maximalspannung nur an den Endpunkten der kleinsten Achse, beim quadratischen Querschnitte in den Mitten der Seiten, beim rechteckigen in den Mitten der Langseiten statt; die Bruchgrenze wird also zunächst nur an diesen Stellen erreicht, welche umgeben sind von solchen, wo das Material noch auszuhalten vermag. Es ist also begreiflich, dass mit Erreichung der Bruchgrenze an jenen Stellen noch nicht der Bruch des ganzen Stückes erfolgen kann, sondern erst um so später erfolgen wird, je rascher die Spannungen von der Maximalstelle aus nach den umliegenden auf der Peripherie sowohl, als gegen das Innere hinein, abnehmen. Daher müssen Versuche mit elliptischen, quadratischen und rechteckigen Querschnitten grössere Resultate für die Torsionsfestigkeit geben, als solche mit kreisförmigen.

Umgekehrt folgt hieraus der für die Anwendungen wichtige Schluss, dass man in Formel (2), wenn man sie zur Berechnung der Dimension einer Welle benutzen will, für τ_{max} verschiedene Werthe einsetzen

Tabelle VI.

Probestücke aus Gusseisen.	Exemplar.	Querschnitts-Dimensionen.	Bruch erfolgt bei t	Bruch erfolgt am Hebelarm cm.	Torsionsfestigkeit τ_0 k pro qcm.	Mittel. k pro qcm.
Cylinder mit kreisf. Querschnitte	A	Mittlerer Radius $= 4{,}057^{cm}$	4,1	49,0	1915	1950
	B	„ „ $= 4{,}08^{cm}$	4,33	48,9	1985	
Cylinder mit ellipt. Querschnitte	A	Halbachsen: 5,675 und $2{,}94^{cm}$	3,7	49,2	2362	2540
	B	„ 5,700 „ $2{,}93^{cm}$	4,25	49,2	2720	
Prisma mit quadrat. Querschnitte	A	Seiten: 7,40 und $7{,}23^{cm}$	4,1	49,0	2337	2450
	B	„ 7,40 „ $7{,}24^{cm}$	4,5	49,2	2569	
Prisma mit rechteck. Querschnitte	A	Seiten: 10,23 und $5{,}20^{cm}$	3,2	49,2	2561	2740
	B	„ 10,23 „ $5{,}13^{cm}$	3,55	49,2	2919	
Prisma mit rechteck. Querschnitte	A	Seiten: 10,11 und $2{,}77^{cm}$	1,225	47,7	3390	3260
	B	„ 10,29 „ $2{,}67^{cm}$	1,06	48,2	3134	

ersuche.

tischem Querschnitte Grösse				Prisma mit rechteckigem Querschnitte (Seitenverhältniss 1 : 2) von 50 □cm Grösse									Prisma mit rechteckigem Querschnitte (Seitenverhältniss 1 : 4) von 25 □cm Grösse.								
ältnissm. contraction β in llionteln		$\mu = \frac{\Delta\beta}{\Delta\lambda}$	Schub-elasticitäts-Modul η t pro qcm.	verhältnissm. Längendilatation λ in Millionteln			Elasticitäts-Modul ε t pro qcm.	verhältnissm. Quercontraction β in Millionteln			$\mu = \frac{\Delta\beta}{\Delta\lambda}$	Schub-elasticitäts-Modul η t pro qcm.	verhältnissm. Längendilatation λ in Millionteln			Elasticitäts-Modul ε pro qcm.	verhältnissm. Quercontraction β in Millionteln			$\mu = \frac{\Delta\beta}{\Delta\lambda}$	Schub-elasticitäts-Modul η t pro qcm.
Stück B	Mittel.			Stück A	Stück B	Mittel.		Stück A	Stück B	Mittel.			Stück A	Stück B	Mittel.		Stück A	Stück B	Mittel.		
0	0			0	0	0		0	0	0			0	0	0	1190	0	0	0	0,17	509
		0,24	492				1190				0,21	492	80	89	84	1176	14	15	14,5	0,28	459
26	20			83_5	85	84		16	20	18			161	177	169	1150	38	38	38	0,25	460
		0,26	455				1124				$0,22_5$	459	244	269	256	1099	59	61	60	0,27	433
52	43			172	173_5	173		35	40_5	38			333	360	347		82	89	85		
		0,26	431				1064				0,27	419									
77	67			267	267	267		62	65	63											
		$0,24_5$	410				1020				$0,28_5$	397									
102	91			365	366	365		93	89	91											

muss bei verschiedenen Querschnittsformen, dass mit anderen Worten die Torsionsfestigkeit und folglich auch die zulässige Torsionspannung nicht blos vom Material, sondern auch von der Querschnittsform abhängt.

Ob Probestücke mit geometrisch ähnlichen, aber verschieden grossen Querschnitten gleiche Werthe für die Torsionsfestigkeit liefern, ist sehr wahrscheinlich aber immerhin erst noch zu beweisen. Ich will darüber demnächst eine Versuchsreihe anstellen, über welche ich in der II. Abtheilung berichten werde. Setzen wir es einstweilen als richtig voraus, so verhalten sich also die Torsionsfestigkeiten für die fünf behandelten Querschnittsformen, der kreisförmigen, der elliptischen mit dem Achsenverhältnisse 1 : 2, der quadratischen und der rechteckigen mit den Seitenverhältnissen 1 : 2 und 1 : 4, nach Tabelle VI ungefähr wie

$$1950 : 2540 : 2450 : 2740 : 3260,$$

oder wie

$$1 : 1{,}30 : 1{,}26 : 1{,}41 : 1{,}67.$$

Nach Formel (2) verhalten sich die in diesen Querschnittsformen auftretenden Maximalspannungen für gleiches Torsionsmoment $\mathfrak{T}$ und unter Voraussetzung gleicher Grössen der Querschnitte, also gleichen Materialaufwandes, wie

$$1 : 1{,}414 : 1{,}269 : 1{,}795 : 2{,}539.$$

Man sieht also, dass der Kreisquerschnitt immerhin noch der günstigste, ökonomisch vortheilhafteste ist, dass ihm aber der quadratische sehr nahe kommt.

Zur Geschichte der „Patent-Ansprüche".

Von

Dr. **André** in Chemnitz.

(Aus einem Rechtsgutachten des Verfassers vom 3. Februar 1880.)

Wir sind in Deutschland sehr geneigt, unsere Einrichtungen nach fremdem Maasse zu messen. Es ist daher natürlich, dass wir stets die Frage aufwerfen, wie sich die Sache, um die es sich handelt, nach der Gesetzgebung des Auslandes gestalten würde. Das wäre denn auch an sich nicht zu tadeln, weil es vor

Einseitigkeit bewahren kann; es darf nur freilich dabei nicht ausser Acht bleiben, ob die ausländischen Gesetze andere Grundsätze und ein anderes System enthalten, als unsere eigenen. Man kann nicht ohne Weiteres Dinge, die zu dem einen System passen, auf ein anderes anwenden, weil sie dann häufig genau die entgegengesetzten Wirkungen hervorbringen würden. In Frankreich z. B. bedeutet jedes Patent ein Monopol für die nationale französische Industrie, weil es verboten ist, den Gegenstand des Patentes in Frankreich einzuführen, theils überhaupt für Jedermann bei Strafe, theils für den Patentinhaber ausserdem bei Strafe des Verlustes seines Patentrechtes. Bei dieser Sachlage ist das französische Anmeldesystem für die nationale französische Industrie nicht sonderlich gefährlich. Wollte man aber in Deutschland ein solches System einführen und dabei die übrigen Grundsätze unseres Patentgesetzes beibehalten, so würde freilich unsere nationale Industrie dadurch sehr gefährdet werden. In England kennt man die gedachten Beschränkungen des französischen Rechtes nicht, aber trotz des grossen Uebergewichtes, das die englische Industrie zur Zeit besitzt, vergisst man doch keineswegs bei jedem Patente die Fassung so zu wählen, dass man es vollkommen in der Hand hat, wenn man will, jede Benachtheiligung der nationalen englischen Industrie abzuwenden. Denn jedes englische Patent wird nur „mit der Maassgabe ertheilt, und dies ist eine Bedingung dieses Unseres Patentes, dass, wenn zu irgend einer Zeit während des hiermit bewilligten Zeitraumes Uns, Unseren Erben und Nachfolgern oder sechs oder mehr Mitgliedern des Geheimen Rathes nachgewiesen wird, dass die gegenwärtige Verleihung Unseren Unterthanen im Allgemeinen zum Nachtheile gereicht und unbequem ist, — dieses unser Patent cessirt, aufhört und in allen Beziehungen null und nichtig ist, trotzdem was hierin in irgend einer Weise dagegen enthalten sein sollte.“ Eine solche Clausel in unsere Patente aufzunehmen, gestattet unser Patentgesetz freilich nicht und noch weniger enthält es die dem englischen Patentamte vorbehaltene weitere Befugniss, jede beliebige andere Clausel, welche dasselbe im Interesse der englischen Industrie nothwendig findet, hineinzusetzen. Dass man von diesen Befugnissen zur Zeit keinen praktischen Gebrauch macht, ändert an der Sache nichts; man wird davon gewiss einen völlig ungezwungenen Gebrauch in demselben Augenblicke machen, in welchem sich eine Gefahr für die englische Industrie durch eine ausländische Erfindung herausstellt. — Kurz, jede Gesetzgebung hat ihre Eigenthümlichkeiten und muss nach diesen beurtheilt werden. Wenn ich daher hier einige Bemerkungen über die Bestimmungen der ausländischen Patentgesetze folgen lasse, so geschieht das mit diesem Vorbehalt. Ich gehe dabei von der Ansicht aus, dass für Deutschland unser Patentgesetz massgebend ist und dass es darauf ankommt, dieses auszubilden, nicht aber fremde Anschauungen darauf zu übertragen.

Vergl. Entscheidung des Patentamtes vom 30. Decbr. 1878. Patentblatt 1879, Seite 20 am Schlusse vis.:

> „Die in anderen Ländern bestehende Praxis kann schon deshalb nicht maassgebend sein, weil dieselbe sich an den vielfach verschiedenen Inhalt der Gesetzgebung anschliesst. Beispielsweise ist zu beachten, dass in Frankreich das Anmelde-, in Deutschland dagegen das Vorprüfungsverfahren besteht. Es kann daher auch von einem näheren Eingehen auf die Frage, in welchem Umfange Ihre bezüglichen Behauptungen vollständig zutreffend sind, abgesehen werden.“

Was nun zunächst Frankreich angeht, so ist klar, dass bei dem französischen Anmeldeverfahren die Frage, ob das Patentamt von den Seiten des Patentsuchers erhobenen Patentansprüchen abzuweichen befugt ist, nicht entstehen kann. Nach dem Anmeldeverfahren hat das Patentamt absolut keine Möglichkeit, an der Anmeldung etwas zu ändern. Nur hinterher kann bei Gericht der materielle Inhalt der Anmeldung in Frage kommen. Dabei stimmt das französische Verfahren insofern mit dem deutschen überein, als nach dem französischen Verfahren ein ertheiltes Patent theilweise aufgehoben, theilweise aufrecht erhalten werden kann.

Im Uebrigen weichen die französischen Bestimmungen über die Erfordernisse der Anmeldung und in Verbindung damit über die Möglichkeit einer Nichtigkeitsbeschwerde von den deutschen Bestimmungen ab. Nach französischem Recht ist es ein Nichtigkeitsgrund, wenn der Titel, unter dem das Patent eingetragen wird, betrügerischer Weise mit der Erfindung selbst nicht stimmt, oder die Beschreibung nicht klar ist. In der Praxis wird es freilich mit diesem Titel nicht genau genommen, er ist gewöhnlich so wenig „genau“, dass man Mühe hat, unter demselben die Erfindungen aufzusuchen. So kommt es z. B. vor, dass der Titel auf „Verbesserungen an Dampfmaschinen“ lautet. Das ist genügend, um in einem Register den Buchstaben zu finden, unter dem das Patent figurirt; weiteren Nutzen hat ein solcher Titel natürlich nicht. Es ist das die Folge davon, dass die Ungenauigkeit des Titels für die Nichtigkeitsklage bedeutungslos ist, wenn nicht nachgewiesen werden kann, dass der Titel absichtlich ungenau gewählt ist.

Das französische Verfahren wird hiernach jedenfalls für die Anwendung unseres Gesetzes keinen Maassstab abgeben können.

In England unterscheidet man, wie bei uns, Titel, Beschreibung und Patentansprüche — claims. Die letzteren stehen am Schlusse der Beschreibung.

Das Wesentliche ist in England die Beschreibung; die claims sind gesetzlich überhaupt nicht vorgeschrieben und sie haben eine der Bedeutung unserer „Anträge" vollkommen entgegengesetzte Bedeutung, wie sich sogleich ergeben wird. Der Titel der Erfindung steht in dem Patentgesuche; er ist ähnlich, wie in Frankreich, eine kurze Bezeichnung des Gegenstandes der Erfindung, wie denn in der That das Formular des Patentgesuches keinen Raum für ein Mehreres enthält. Gleichwohl ist der Titel der Erfindung wesentlicher, als in Frankreich; denn der Titel der Erfindung wird allerdings benutzt, um in Verbindung mit der Beschreibung die Ansprüche des Patentsuchers zu fixiren. Wenn daher auch die praktische Regel besteht, ihn so umfassend wie möglich zu wählen, so muss er doch mit einer gewissen Vorsicht gewählt werden. Wenn er etwas enthält, was die Beschreibung nicht enthält, wenn er also zu allgemein ist, so ist das Patent ungültig; ist er zu eng, so beschränkt er das Recht des Patentsuchers.

So wurde z. B. ein Patent cassirt, dessen Titel „gewisse Verbesserungen am Flageolet" angab, „welche den Fingersatz erleichtern und Noten hervorbringen, die früher nicht hervorgebracht wurden." Das Patent wurde cassirt, weil nur eine neue Note hervorgebracht wurde, der Titel also nicht richtig gewählt war.

Johnson, „*the patentees manual*". Chap. V. the title. (4. Ausgabe 1879.)

Die Bedeutung der claims hängt zusammen mit einer von unserem Rechte abweichenden Eigenthümlichkeit des englischen Gerichtsverfahrens. Ist nämlich in England das Patent ertheilt, so bildet es für das Gerichtsverfahren ein untheilbares Ganze. Enthält daher das Patent (und die hierfür maassgebende, dem Patente beigefügte Beschreibung) auch nur einen Anspruch, der sich als unzulässig darstellt, so muss die Klage aus dem Patente ganz abgewiesen werden. Der Patentsucher hat dann allerdings die Möglichkeit, im Wege des disclaimer das Patent einzuschränken; dieses disclaimer hat indess auf den anhängigen Process keinen Einfluss (ausgenommen bei der sehr seltenen Klage mittelst scire facias auf Annullirung des Patentes). Das disclaimer kann aber keineswegs formlos eingebracht werden; man muss dasselbe vielmehr bei dem Patentamte anbringen, welches es nicht nach Belieben zulässt, und sogar, wenn es zugelassen wird, Bedingungen auferlegt, die gelegentlich sehr weit gehen, z. B. so weit, dass das Patent gegen den bisherigen Opponenten nicht ausgeübt werden darf. Johnson a. a. O. 182.

Durch ein disclaimer kann ein Theil dessen, was in der Beschreibung steht, weggestrichen, nicht aber etwas Neues hinzugethan werden.

Die claims, welche am Schlusse der Beschreibung stehen, haben nun im Anschlusse hieran den Zweck, von vornherein die Bedeutung des Inhalts der Beschreibung einzuschränken, damit nicht wegen zu weiter Ausdehnung des Patentes die Klage aus dem Patente hinfällig werde. Sie sind nicht gesetzlich vorgeschrieben und nicht sowohl Anträge, welche dem Patentgesuche zum Grunde liegen, als vielmehr eine Verwahrung dagegen, dass nicht alles, was in der Beschreibung steht, als neu beansprucht wird, und hängen daher genau mit der vorhin gedachten Eigenthümlichkeit des englischen Verfahrens zusammen, wonach das Patent als etwas Untheilbares angesehen wird. (Die claims selbst können durch disclaimer aus der Beschreibung entfernt werden, vorausgesetzt natürlich, dass davon abgesehen die Beschreibung genügend ist und also weder zu viel noch zu wenig enthält.)

> *The real object of what is called a claim is not to claim anything, which is not mentioned by the specification, but to disclaim something.*
>
> Johnson, pag. 144.

So lange noch kein Patent ertheilt ist, gilt die Regel von der Untheilbarkeit des Patentgesuches nicht; so lange kann der Patentsucher auch Zusätze oder Aenderungen machen, ersteres sofern er sich im Rahmen der ursprünglichen Erfindung hält. Er muss das sogar, weil er die Erfindung vollständig angeben muss, wenn er sie inzwischen verbessert hat.

Hat er in der Zeit bis zur „filing of the specification" wesentliche Verbesserungen erfunden und er giebt diese nicht an, so ist das Patent ungültig.

> *A patentee is bound to describe the most advantageous method within his knowledge for carrying his invention into effect. It sometimes happens that between the grant of letters patent and the filing of the specification the patentee discovers that his original invention is capable of material improvement. The intervening period is allowed the patentee for the very purpose of perfecting his invention and therefore if he fails to communicate to the public the best information he*

possesses at the time of filing the specification, it will be void.

Johnson, pag. 123, 143.

Regelmässig ist zu einer Einwirkung des Patentamtes kein Anlass. Denn es findet bekanntlich eine regelmässige Vorprüfung in England nicht statt, wozu es in der That dem englischen Patentamt an den nöthigen Beamten fehlt. Die Thätigkeit des Patentbeamten beschränkt sich darauf, sehr ausnahmsweise etwa auf die Incongruenz des Titels aufmerksam zu machen, oder im Falle der Opposition auf Ungenauigkeiten der Beschreibung, wenn nämlich das Patentamt das zweckmässig findet.

Eine Bekanntmachung der angemeldeten Erfindung kommt im englischen Patentwesen allerdings auch vor. Diese Bekanntmachung erfolgt aber nicht nothwendig, wie in Deutschland, auf Grund einer definitiven Beschreibung, sondern kann auf Grund einer vorläufigen Beschreibung erfolgen, und erfolgt regelmässig in dieser letzteren Weise. Die Bekanntmachung gewährt in diesem letzteren regelmässigen Falle nicht, wie in Deutschland, einen provisorischen Schutz gegen die Benutzung der Erfindung durch Dritte, sondern nur einen Schutz gegen spätere Patentanmeldungen.

Johnson, pag. 100:

A person by lodging a provisional specification obtains no rights against the public until his patent has been sealed and even then the patent will not relate back to acts done in the interval.

Offenbar kann das englische Verfahren in Deutschland nicht zur Consequenz gezogen werden. Denn in demselben kommt nicht eine Offenlegung der Beschreibung vor in Verbindung mit der Bekanntmachung des Patentamtes; in demselben fehlt es an einer Bestimmung, welche im § 20 des Patentgesetzes die Möglichkeit, zu ändern, auf die Zeit bis zu der Bekanntmachung einschränkt; es fehlt in demselben an den Vorbedingungen einer regelmässigen Voruntersuchung und die claims haben eine ganz andere als diejenige Bedeutung, welche nach dem deutschen Gesetze ihnen beiwohnt. Das Verfahren hat demzufolge seinen Schwerpunkt in der genauen juristischen Behandlung des regelmässig ohne Vorprüfung ertheilten Patentes vor Gericht, wodurch der Patentsucher unmittelbar gezwungen wird, sein Gesuch und die Beschreibung nebst den claims vorsichtig abzufassen und selbst Acht zu geben.

Dem englischen Patentrechte ist eine nach den allgemeinen Grundsätzen des englischen Rechts von Fall zu Fall ausgebildete Rechstheorie eigenthümlich, welche sich zwar auf der einen Seite sehr genau an die Bedürfnisse der Praxis anschliesst, weil sie unmittelbar an der Hand der Praxis entwickelt ist, andererseits aber auch mit grosser Schärfe und Rücksichtslosigkeit die Anforderungen aufrecht erhält, welche gemacht werden müssen, um das System klar und übersichtlich zu erhalten. Dass diese letzteren Seiten in der geschäftlichen Praxis ausserhalb des Gerichtsverfahrens weniger hervortreten, ist die Folge davon, dass in England die Processe sehr theuer sind und dass man sich daher meistens zu Vergleichen entschliesst, und dass sich in der Praxis gewisse Principien über eine gleichmässige Ertheilung von Licenzen u. s. w. ausgebildet haben, die man nicht leicht überschreitet; aber man würde sehr irren, wenn man etwa glauben sollte, dass dem englischen Patentrechte eine unjuristische Behandlung der Beschreibung und des Patentes eigenthümlich wäre. Im Gegentheile sind die englischen Grundsätze, sobald es zum Process kommt, sehr exact. Wollte man nun aus dem englischen Rechte Einzelnes herübernehmen, ohne den Zusammenhang mit dem Ganzen zu beachten, so würde man unser Verfahren völlig seines eigenthümlichen Charakters berauben und wegen der übrigen Eigenthümlichkeiten unseres Verfahrens, z. B. wegen unserer viel weiter ausgebildeten Voruntersuchung, ganz andere Resultate herbeiführen. Wir sind auf dem besten Wege dazu, wenn wir Titel, Beschreibung und claims nach englischer Manier behandeln, da doch das englische Recht die Nothwendigkeit von Patentansprüchen im Sinne unseres deutschen Rechtes nicht kennt. Unser Recht hat eben die Eigenthümlichkeit, dass es bestimmt formulirte Anträge verlangt und dazu eine Beschreibung, und dass hieran bis zur Bekanntmachung geändert werden kann. Dem Patentamte ist nicht, wie in Frankreich, jede Einwirkung entzogen, auch kann das Patentamt die Bekanntmachung selbst formuliren, damit hört aber auch die Einwirkung des Patentamtes auf. Andererseits liegt die bis dahin zulässige Einwirkung nicht, wie in England, in den Händen von blos routinirten Schreibern (Blaubuch von 1871, qu. 1238 ff.), sondern in den Händen von erfahrenen und wissenschaftlich gebildeten Beamten.

An die Ertheilung des Patentes schliesst sich dann in Deutschland ein Verfahren über das ertheilte Patent, welches weniger formell ist, als in England, da in diesem Verfahren das Patent theilweise aufrecht erhalten, theilweise cassirt werden kann. Wirft man nun trotz dieser Sachlage Titel, Beschreibung und claims durcheinander, dergestalt, dass das Patentamt aus allen dreien selbst heraussuchen kann, was es will, so ist die nothwendige Folge, dass, da die Gründe,

welche in England zur eigenen Achtsamkeit zwingen, wegfallen, alle Patentgesuche so allgemein wie denkbar gehalten werden; das Patentamt nimmt die Stelle ein, die einem guten Patentagenten zufallen sollte, nämlich zu sichten und zu ordnen. Ein solches Verfahren löst sich unfehlbar in sich selbst auf und führt, weil es ihm, um mit den Regierungsmotiven zu sprechen, an einer festen Grundlage fehlt, zur Willkür und Schrankenlosigkeit, möglicher Weise praktisch zum reinen Anmeldungsverfahren, weil es an den nothwenigen Mitteln zur allgemeinen Durchführung eines solchen Vorprüfungsverfahrens fehlt und fehlen muss. Die dem Anmeldungsverfahren zur Seite stehenden Garantien anderer Gesetze fehlen eben. Es müssen daher nothwendig grosse Nachtheile entstehen. Deshalb ist es dringend nothwendig, stets im Auge zu halten, was die Regierungsmotive zu § 20 sagen. Sie mögen daher vollständig hier stehen:

„Ueber die Ertheilung der Patente soll auf Grund eines Aufgebotes der Einsprüche, jedoch ohne deren spätere Geltendmachung auszuschliessen, in zwei Instanzen durch verschiedene Abtheilungen des Patentamtes entschieden werden. Die Einleitung dieses Verfahrens wird in den §§ 20, 21 geregelt. Um für das weitere Verfahren eine feste Grundlage zu gewähren, soll die Anmeldung in einer bestimmten Antragsformel den Anspruch des Patentsuchers genau feststellen, so dass Patentamt und Betheiligte nicht genöthigt werden, aus weitläufigen Beschreibungen den Inhalt dieses Anspruches erst zu ermitteln, ohne damit gleichwohl über dessen wirkliche Tragweite Sicherheit zu erhalten. Abänderungen der Anmeldungen sollen nur bis zu der vorgeschriebenen Bekanntmachung zulässig sein, weil jede spätere Abänderung eine neue Bekanntmachung erfordern, und ihre Zulassung, abgesehen von der Irreleitung der Betheiligten, die Gelegenheit zu einer absichtlichen Verzögerung des Verfahrens bieten würde. Sieht der Patentsucher sich noch späterhin zu Abänderungen veranlasst, so wird er darauf hin die Anmeldung einer neuen Erfindung zu bewirken haben."

Vergl. Höinghaus, Das neue Patentgesetz für das deutsche Reich (Berlin, 1877), S. 68.

Im amerikanischen Verfahren liegt die Sache ganz ähnlich, wie im englischen, aus dem ja das amerikanische Verfahren entstanden ist. Das amerikanische Verfahren unterscheidet sich von dem englischen aber, abgesehen von Einzelheiten, z. B. Specialbestimmungen über disclaimers, abgesehen von dem besonderen Charakter des amerikanischen Gerichtsverfahrens (Chittenden, vergl. engl. Blaubuch 1871, qu. 2027, 2136, 2248), dadurch, dass einestheils eine Bekanntmachung des Gesuches nicht stattfindet und anderentheils das amerikanische Patentamt eine grosse Zahl sachverständiger, fest angestellter, und in verschiedenen Instanzen unter sich übergeordneter Examinatoren besitzt, mit denen der Patentsucher vor Ertheilung des Patentes communiciren kann und die ihm also auch bis dahin Rath ertheilen können, wenn sie wollen. Dass sie aus eigener Machtvollkommenheit an dem Gesuche ändern könnten, etwa gegen den Willen des Patentsuchers, ist selbstverständlich undenkbar.

In Bezug auf das englische wie amerikanische Verfahren ist nicht zu vergessen, dass dort die Gültigkeit eines Patentes bei den gewöhnlichen Gerichten in Frage gestellt werden kann, während in Deutschland die Nichtigkeitsklagen in erster Instanz lediglich an das Patentamt gelangen. Wollte man in Deutschland dem Patentamte die Befugniss geben, den Anwalt des Patentsuchers zu machen — und ganz genau hierauf läuft es hinaus, wenn man dem Patentamte gestattet, aus Titel, Beschreibung und Anträgen selbst den Inhalt des Patentes zu formuliren —, so würde die richterliche Stellung des Patentamtes nach meiner Meinung unhaltbar werden, und es müsste dann nothwendig das System der Nichtigkeitsgründe viel weiter ausgebildet werden.

Meine Ansicht geht nach alledem dahin, dass das Patentamt bei der Entscheidung über die Ertheilung eines Patentes von den Seitens des Patentsuchers erhobenen Patentansprüchen nur mit dessen Einverständniss, und nach erfolgter Bekanntmachung nur insofern abweichen kann, als es diesen Ansprüchen theilweise stattgiebt, theilweise sie verwirft.

Nachtrag zu der Abhandlung im ersten Hefte: „Calorimetrische Untersuchung einer Compoundmaschine“.

Nachdem die Abhandlung im ersten Hefte schon gedruckt war, bin ich, angeregt durch einen Aufsatz von Prof. Dwelshauvers (Revue universelle des Mines 1880, Tome 8, p. 370) darauf gekommen, dass für zweicylindrige Maschinen in Gleichung (2), S. 26, an Stelle von $m_0' i$ zu setzen ist: $m_0 i_0$, womit die im kleinen Cylinder am Ende der Compression zurückbleibende Dampfwärme bezeichnet sein soll. Ich hatte von dieser Correctur schon Anwendung gemacht, als mir von Herrn Prof. G. Schmidt mitgetheilt wurde, dass er genau dieselbe Richtigstellung in Dingler's Journal, erstes Märzheft 1881, S. 329, veröffentlicht habe.

Nach Einsetzung des richtigen Werthes in Gl. (2), S. 26, verschwindet die Differenz zwischen den Grössen ε_1 und ε_2 (Post 60 und 61 meiner Abhandlung) bis auf einen Betrag δ_1, welcher, wie leicht nachzuweisen, den Fehler repräsentirt, der durch die Annahme des anfänglichen Wassergehaltes mit 3 Proc. und die Voraussetzung absoluter Dichthaltung des Kolbens in die Rechnungsresultate hineinkommt. Man kann nämlich die Wärmemenge Q_1, welche von den Wandungen während der Admissionsperiode aufgenommen wird, in doppelter Weise berechnen — das eine Mal aus der Formel:

$$Q_1 = (m + m_0 - m_1) r_1 \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (a)$$

welche die in Post 34, S. 23, angegebenen Zahlen liefert; zweitens aber auch ganz unabhängig davon aus der einfachen Ueberlegung, dass die Wärmemenge $m\lambda + (M - m) q$, welche während der Admission zugeführt wird, plus der im Cylinder vorgefundenen $m_0 i_0$, sich wiederfinden muss in der Summe aus: U_1 (Energie des Gemenges am Ende der Admission) $+ A L_1$ (Aequivalent der geleisteten Admissionsarbeit) + der Wärmemenge Q_1, welche an die Cylinderwandungen abgegeben wird. Man hat also auch:

$$Q_0 + m_0 i_0 = m\lambda + (M - m) q + m_0 i_0 = U_1 + A L_1 + Q_1 \ (b)$$

Die Differenz zwischen den aus (a) und (b) berechneten Werthen von Q_1 ist (m und $M - m$ als richtig vorausgesetzt) ganz allein den vorhandenen Undichtigkeiten zuzuschreiben, so weit sie sich in der Admissionsperiode äussern; allerdings wäre auf der rechten Seite von (b) richtiger noch ein Glied α_1 beizufügen, welches den auf die Admissionsperiode fallenden Antheil der Strahlung nach aussen repräsentirt; bei der gewöhnlich geringen Dauer dieser Periode im Verhältniss zur Expansionsperiode wird man jedoch meistens davon abstrahiren können.

Ich gebe nun im Folgenden eine corrigirte Wiederholung der letzten Posten S. 27 meiner Abhandlung; die richtig gestellten Zahlenwerthe werden die Versuchsresultate nur in noch günstigerem Lichte erscheinen lassen (abgesehen von Fall f, wo ein Beobachtungsfehler vorliegen muss); an den gezogenen Schlussfolgerungen ändert sich nicht das Geringste.

Post.		a	b	c	d	e	f
60	Dampfwärme am Ende der Compression im kleinen Cylinder . . . . $q_0 + \varrho_0 = i_0$ Cal.	606,83	608,75	608,81	607,95	608,86	608,49
61	Im kleinen Cylinder zurückbleibende Wärmemenge $m_0 i_0$ Cal.	5,86	7,23	7,29	6,63	7,32	7,37
62	Auspuffwärme nach Gl. (1) in Calorien . . . ε_1	7,34	7,25	12,66	13,84	13,41 [1])	9,02

1) Unter Correctur eines Schreibfehlers in Post 60, e, S. 28.

Post.		a	b	c	d	e	f
63	Dasselbe nach der corrigirten Gl. (2) . . . . ε_2	7,22	7,08	12,50	13,67	13,18	10,22
64	Differenz . . . . $\varepsilon_1 - \varepsilon_2 = \delta_1$	0,12	0,17	0,16	0,17	0,23	— 1,20
65	Dasselbe in Procenten von dem als richtig betrachteten Werthe . . . . ε_2	1,7	2,4	1,3	1,2	1,7	11,7 (?)
66	Auspuffwärme in Procenten von . . . . . . Q	11,3	11,4	20,1	22,1	21,3	16,2
67	Verhältniss $\varepsilon_2 : a$ (Post 63 : Post 46) . . . Cal.	526	642	510	516	521	573
68	Während der Admission zugeführt . $Q_0 + m_0 i_0$ Cal.	64,64	63,91	67,39	67,19	66,80	65,05
69	$U_1 + AL_1$ . . . . Cal.	56,29	56,32	58,90	57,65	57,92	55,77
70	Von den Wänden aufgenommen, Post 68 — Post 69 Q_1	8,35	7,59	8,49	9,54	8,88	9,28
71	Dasselbe nach Gl. (a), Post 34 . . . . . . Q_1	8,46	7,76	8,65	9,71	9,11	8,05
72	Differenz Post 71 — Post 70 = δ_1 Post 64 . . .	0,11	0,17	0,16	0,17	0,23	— 1,23

M. Schröter.

Arbeitsverbrauch einer Auspuffmaschine und Transmissionsanlage bei verschiedenen Geschwindigkeiten.

In dem Junihefte des Journal of the Franklin Institute, Jahrg. 1880, veröffentlicht Ingenieur Isherwood eine kleine Beobachtungsreihe über die Leergangsarbeit einer eincylindrigen horizontalen Dampfmaschine ohne Condensation und der von hier aus durch einen Treibriemen (Breite 762^{mm}, Länge 18,3^{m}) bewegten Transmissionsanlage einer Maschinenfabrik (der New York Navy Yard) bei verschiedenen Umlaufsgeschwindigkeiten. Die Dampfmaschine hatte einen Kolben von 508^{mm} Durchmesser und 1016^{mm} Hub, eine Kolbenstange von 89^{mm} Dicke, ein Schwungrad von 4,57^{m} Durchmesser und 229^{mm} Kranzbreite, daneben eine treibende Scheibe von 2,13^{m} Durchmesser und 762^{mm} Breite. Der nutzbare Cylinderquerschnitt berechnet sich sonach zu 1965 $\square^{cm}$. Die minutliche Tourenzahl der Schwungradwelle, deren normaler Werth 58 betrug, wurde von 15 bis 70 variirt, in Intervallen von je 5 Umdrehungen; die Dampfspannungen wurden mittelst zweier Indicatoren erforscht, die auf die beiden Cylinderenden aufgesetzt waren. Bei dem Spiele der Maschine allein (Treibriemen herabgenommen) ergab sich keine merkliche Veränderlichkeit des Widerstandes innerhalb der bezeichneten Geschwindigkeitsgrenzen; derselbe entsprach einer einseitigen Dampfspannung von durchschnittlich 0,135 Atmosphären, also einem Kolbendrucke von 1965 $\times$ 0,135 = 265,3^{kg}. Wurde der Treibriemen aufgelegt und die gesammte Transmissionsanlage (deren nähere Beschaffenheit unsere Quelle leider nicht angiebt) angetrieben, so zeigte sich dagegen eine deutliche und gesetzmässige Zunahme des Widerstandes mit der Umlaufsgeschwindigkeit, welche der Beobachter ausschliesslich dem Luftwiderstande zuschreibt, den die zahlreichen Arme der schnellumlaufenden Riemenscheiben zu überwinden haben, ein Widerstand, der mit der zweiten oder einer höheren Potenz der Geschwindigkeit wächst.

Für die kleinste Umlaufsgeschwindigkeit der Maschine (15 Touren pro Min.) ergab sich die mittlere Dampfspannung im Cylinder zu 0,306 Atmosphären, wovon für für die Transmissionswellen die Differenz 0,306 — 0,135 = 0,171 Atmosphären zu rechnen ist; diese Differenz zeigt nun (nach graphisch bewirkter Ausgleichung der Beobachtungsfehler) eine Zunahme, wie in nachfolgender Tabelle dargelegt ist:

Minutliche Umlaufszahl der Schwungradwelle.	Secundlicher Kolbenweg. Meter.	Widerstand der Transmissionswellen, relativ.
15	0,508	1
20	0,677	1,015
25	0,846	1,037
30	1,016	1,070
35	1,185	1,112
40	1,355	1,168
45	1,524	1,236
50	1,694	1,319
55	1,863	1,418
60	2,032	1,526
65	2,201	1,654
70	2,371	1,783

Der gesammte Widerstand der Transmissionswellen, auf den Kolben der Maschine reducirt, wächst sonach von 1965 × 0,171 = 336 kg bei 15 Umdrehungen pro Minute auf 1965 × 0,305 = 599 kg bei 70 Umdrehungen pro Minute, und es stellen sich für die Leergangsarbeiten von Maschine und Transmission bei den verschiedenen Geschwindigkeiten die nachstehenden Werthe heraus.

Der Beobachter bemerkt ausdrücklich, dass er an allen Lagern der Transmissionswellen, wo bei den grösseren Geschwindigkeiten der Eintritt des Schmieröls wegen des Betrags der Centrifugalkraft unsicher geworden wäre,

Minutliche Umlaufszahl der Schwungradwelle.	Indicirter Arbeitsverbrauch in Pferdestärken		
	für die Maschine allein.	für die Transmissionswellen.	Zusammen.
20	2,48	3,19	5,67
30	3,72	5,05	8,77
40	4,96	7,34	12,30
50	6,21	10,36	16,57
60	7,45	14,39	21,84
70	8,69	19,61	28,30

durch Anwendung belasteter Kolben in den Schmiergefässen eine zuverlässige und gleichmässige Zapfenschmierung herbeigeführt habe.

Gustav Schmidt in Prag hat diese Resultate durch die Formel zusammengefasst[1])

$$p = r + r' + \varrho,$$

worin p den Gesammtwiderstand von Maschine und Transmission in Kilogrammen pro Quadratcentimeter Kolbenfläche bezeichnet, und

$$r = 0{,}152 + 0{,}0000028\,(n - 13)^2$$

den Reibungswiderstand der Maschine selbst bei mitlaufender Transmission,

$$r' = 0{,}166 + 0{,}0000028\,(n - 13)^2$$

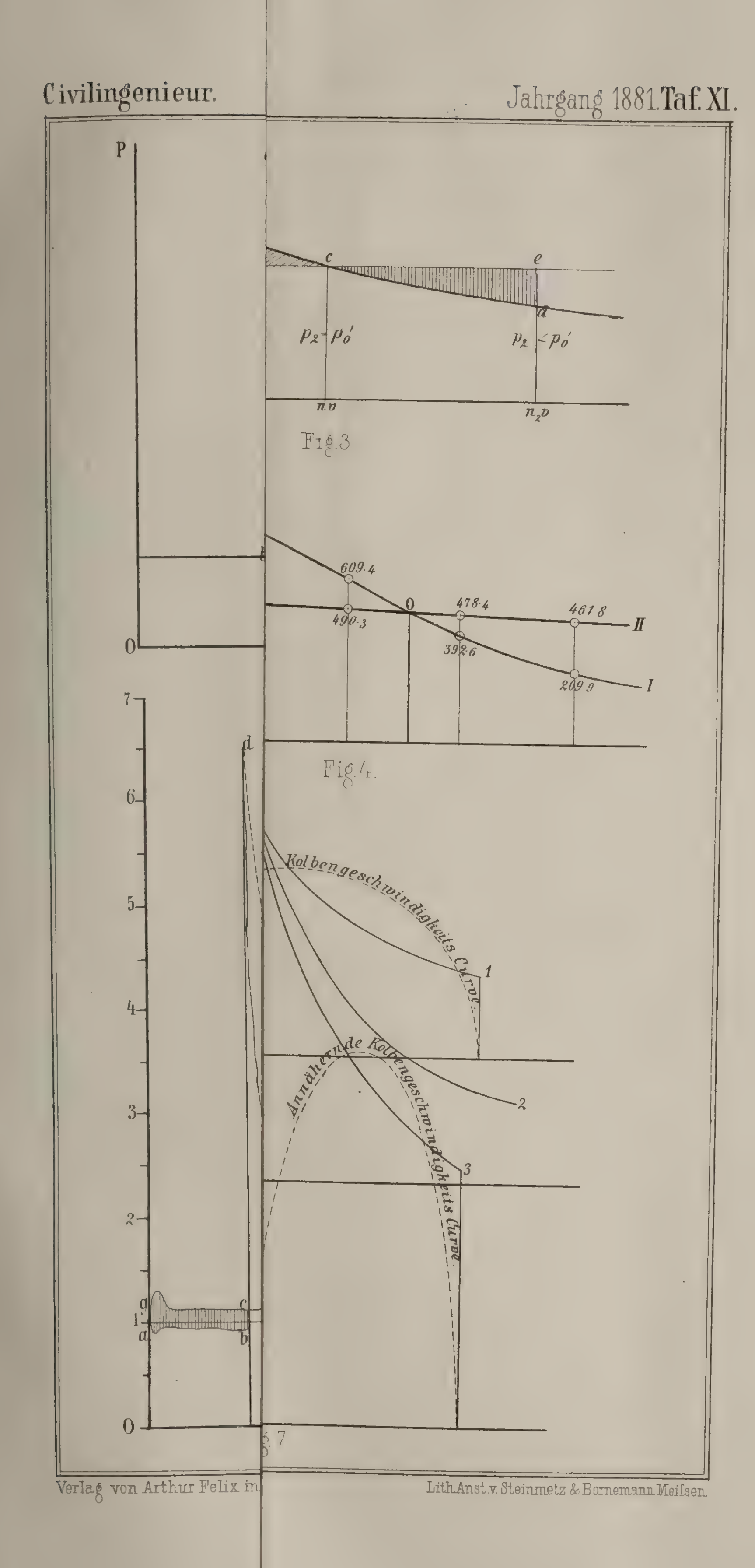
den Reibungswiderstand der Transmissionswellen allein,

$$\varrho = 0{,}0000372\,(n - 13)^2$$

den Luftwiderstand der Radarme u. s. w. darstellt, endlich n die minutliche Tourenzahl der Schwungradwelle repräsentirt.

Hartig.

1) Dingler's polytechnisches Journal, Bd. 237, S. 257.



Lith. Anst. v. Steinmetz & Bornemann Meifsen.

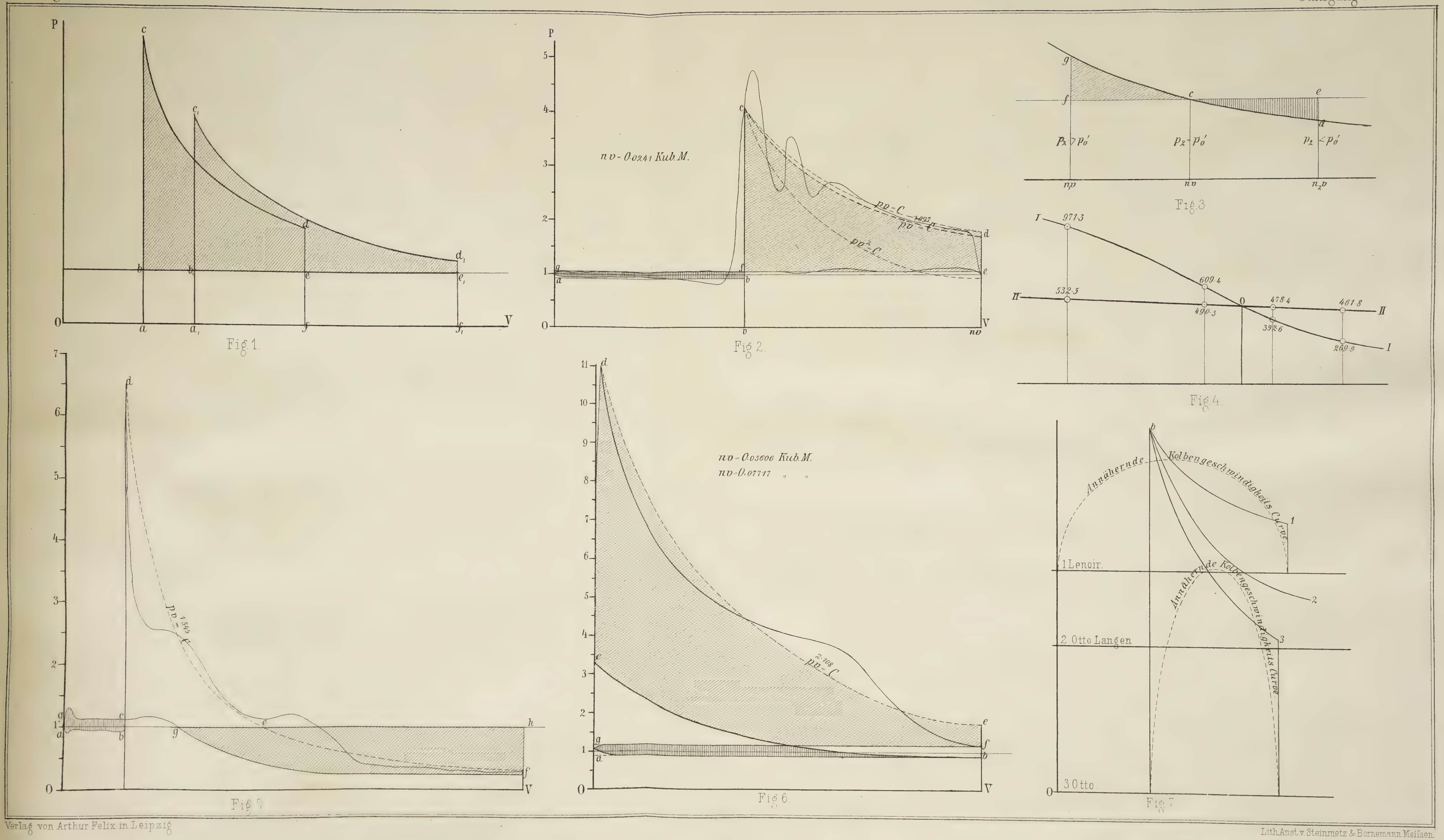


Fig. 1. Fig. 2. Fig. 3. Fig. 4. Fig. 5. Fig. 6. Fig. 7.

Verlag von Arthur Felix in Leipzig
Lith. Anst. v. Steinmetz & Bornemann Meissen.

Zur Ermittelung der vortheilhaftesten Mischungsverhältnisse und Dimensionen bei Gasmaschinen.

Von

Donát Bánki, Maschinen-Ingenieur in Budapest.

(Hierzu Tafel XI.)

Wenn man bei thermodynamischen Motoren unter Wirkungsgrad jenen Quotienten versteht, dessen Zähler die indicirte Arbeit und dessen Nenner diejenige Arbeitsgrösse darstellt, welche dem durch den Brennstoff (Kohle, Gas) entwickelten Wärmequantum entspricht, so ist bekanntlich der Wirkungsgrad der ältesten bekannten Gasmaschine, der Lenoir'schen, fast drei Mal so gross, wie derjenige der Dampfmaschine und der Wirkungsgrad der neueren Gasmaschine drei Mal so gross, wie der der älteren.

Dieses glänzende Resultat, welches nur durch die praktischen Beobachtungen und ausdauerndes Experimentiren während eines zwanzigjährigen Zeitraumes erzielt wurde, berechtigt uns zu den besten Hoffnungen für die Zukunft, wenn wir im Stande sind, diejenigen Bedingungen immer schärfer zu bestimmen, unter welchen der Wirkungsgrad der Gasmaschinen am grössten wird, d. i. der Gasverbrauch bei der sonst auch besten Maschine am geringsten.

Die Erörterung dieser Frage bildet den Gegenstand nachfolgender Untersuchungen.

Dieselben beziehen sich auf die Bestimmung des vortheilhaftesten Verhältnisses der Gas- und Luftmischung und der vortheilhaftesten Expansion, da der Gasverbrauch hauptsächlich von diesen Factoren abhängt.

Das gemeinsame Princip bei sämmtlichen Gasmaschinen ist folgendes. In einem Cylinder wird eine Mischung von Gas und Luft verbrannt; durch die Erhitzung, die chemische und physikalische Veränderung der vorhandenen Substanzen entsteht die Spannung, welche einen Kolben in Bewegung setzt. Die hierbei gewonnene Expansionsarbeit wird direct oder indirect (wie bei den atmosphärischen Maschinen) an die Hauptwelle übertragen. Das Gas kann in beliebigem Verhältnisse mit Luft gemischt sein, unter allen Umständen ist die erzeugte Wärmemenge einer gewissen Gasmenge dieselbe; d. i. die disponible Arbeit ist unabhängig vom Mischungsverhältniss.

Könnte diese ganze Arbeit aufgebraucht und die Expansion adiabatisch bis zur Spannung gleich Null geführt werden, so wäre der Wirkungsgrad der Maschine gleich Eins.

Nehmen wir an, 1^{kg} Gas mit übrigens beliebiger, doch zur vollständigen Verbrennung genügender Luftmenge sei in einem Cylinder mit beweglichem Kolben.

Zu Beginn sei das Volumen dieser Mischung $= v$ und deren Spannung $= p_0$.

Den Zustand dieser Mischung können wir graphisch darstellen, wenn wir vom Anfangspunkte (O) eines Coordinatensystems die Volumen auf die Abscisse und die Spannung auf die Ordinate auftragen (Fig. 1, Taf. XI):

$$O a = v; \quad a b = p_0.$$

Nehmen wir weiter an, das Gasgemenge würde entzündet, so dass die Spannung von p_0 plötzlich auf p' steigt. Der Kolben wird vorwärts gedrückt, während die Spannung abnimmt.

Die gleichzeitige Veränderung der Spannung und des Volumens wird durch die Expansionslinie $c d$ dargestellt.

Angenommen, das Gemenge expandirt bis zur n-fachen Grösse des Anfangsvolumens: $O f = n v$, so wird die Expansionsarbeit durch die Fläche $a c d f$

dargestellt. Hier ist noch abzuziehen die Arbeit des Gegendruckes, damit wir die Nutzarbeit der Expansion gewinnen. Wird der Gegendruck gleich der Anfangsspannung des Gemenges vor der Entzündung genommen, so stellt die Fläche $bcde$ die Nutzarbeit dar.

Nehmen wir als zweiten Fall an, 1 kg Gas sei mit mehr Luft gemengt, so dass bei gleicher Anfangsspannung p_0 das Volumen grösser ist: $Oa_1 = v_1 > Oa = v$.

In diesem Falle wird die Spannung nach der Detonation geringer sein als im vorigen Falle, da dieselbe entstandene Wärmemenge an ein grösseres Gemenge übergeht. Der Expansionsweg wird jedoch länger sein $nv_1 > nv$ und die Expansionsnutzarbeit durch die Fläche $b_1 c_1 d_1 e_1$ dargestellt.

Diese Fläche ist im Allgemeinen nicht gleich der vorhin gefundenen Fläche, daher ist diejenige Mischung die vortheilhaftere, deren entsprechende Arbeitsfläche die grösste ist.

Es bildet den ersten Theil unserer Aufgabe: unter den unendlich vielen Mischungsverhältnissen, welche bei vollkommener Verbrennung des Gases möglich sind, für jedes System das vortheilhafteste zu bestimmen.

Den zweiten Theil unserer Aufgabe bildet die Bestimmung des vortheilhaftesten Expansionsverhältnisses bei jedem Gemenge, denn jedem Expansionsverhältnisse entspricht eine vortheilhafteste Mischung.

Nach Bestimmung der vortheilhaftesten Mischungen für jede Expansion werden wir endlich das absolut vortheilhafteste Mischungsverhältniss finden können.

Unsere Berechnungen werden wir an drei Systemen, welche am meisten angewendet werden, durchführen. Das Princip und die Methode sind dieselben, nur die Anfangsgleichungen sind verschieden.

I. Doppelt wirkende Hochdruckgasmaschinen (Fig. 2).

Dieses System begründeten die Lenoir'schen und Hugon'schen Maschinen.

Sie functioniren folgendermaassen:

In einen Cylinder wird bis zu einem gewissen Theil des Kolbenhubes das Gas-Luftgemenge eingesogen. Dessen Volumen sei v. Die Saugöffnungen werden geschlossen, das Gemenge angezündet und die Detonation erfolgt. Durch die entstandene Wärme wächst die Spannung, welche den Kolben zurück drückt bis zum Ende des Hubes, Die auf diesem Wege ($be = nv - v$) entwickelte Arbeit wird dem Kolben übergeben. Die indicirte Arbeit ist gleich der Expansionsarbeit weniger der Widerstandsarbeit und der Saugearbeit.

In den beigegebenen Figuren ist die negative Arbeitsfläche mit senkrechter, die positive mit schräger Schraffirung bezeichnet.

Nehmen wir an, p_0 sei die Spannung und T_0 die Temperatur des Gemenges vor der Explosion und $p' T'$ nach der Explosion. Das Volumen v kann während der Verbrennung, wegen der Schnelligkeit derselben als constant angesehen werden. Das Expansionsverhältniss sei $\frac{nv}{v} = n$. Ist in dem Gemenge v 1 kg Gas, so ist die indicirte Arbeit während eines Kolbenhubes:

$$L = p_0 v + \int_v^{nv} p\,dv - p_0' nv \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (1)$$

wo $p_0 v$ die Arbeit des einströmenden Gemenges, $\int_v^{nv} p\,dv$ die Expansionsarbeit und $p_0' v$ die Ausströmungsarbeit, welche negativ ist, da sie beim Rückgange des Cylinders entsteht.

Ohne Zu- oder Ableitung von Wärme ist die Expansionsgleichung: $pv^k = C$, wo k das Verhältniss der specifischen Wärme bei constanter Spannung und constantem Volumen des Gemenges ist.

Durch Wärmeausstrahlung, Abkühlung und Ableitung des den Cylinder umgebenden Wassers fällt die Expansionslinie schneller und nähert sich rasch der Abscissenachse, woher die Gleichung der Expansionslinie in Wirklichkeit eine andere ist.

Angenommen, die Form der Gleichung bleibt und nur die Constanten seien andere, so ist:

$$pv^m = C \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (2)$$

wo C und m für verschiedene Gemenge verschiedene Werthe haben. Die numerischen Werthe dieser Constanten hängen ab von der chemischen Zusammensetzung des Gases, vom Mischungsverhältnisse zwischen Gas und Luft, von der Abkühlungsart, von der Geschwindigkeit des Kolbens und von anderen Umständen, deren Einfluss in mathematischer Form nicht gegeben werden kann, so dass auch die jeweiligen Werthe der Constanten unmöglich vorher bestimmt werden können.

Nur durch zahlreiche, sorgfältig ausgeführte und alle Umstände möglichst berücksichtigende Experimente können die Mittelwerthe dieser Constanten gefunden werden.

Aus Gleichung (2) folgt: $p = Cv^{-m}$; diesen Werth in Gl. (1) gesetzt, giebt:

$$L = p_0 v + C \int_v^{nv} dv\, v^{-m} - p_0' nv;$$

daher auch

$$L = p_0 v + \frac{C}{1-m} v^{1-m} (n^{1-m} - 1) - p_0' nv.$$

Zur Bestimmung der Constanten C nehmen wir den Anfangszustand $p' v_m = C$, welcher Werth in obige Gleichung eingesetzt:

$$L = p_0 v + \frac{p' v}{1-m} (n^{1-m} - 1) - p_0' nv \quad . \quad . \quad (1^a)$$

ergiebt, worin n und p' die unabhängig Variabeln sind. p' ist eine Function von v, und v eine Function des Mischungsverhältnisses in Procenten ausgedrückt. Dieses Verhältniss (K) hängt mit v folgendermaassen zusammen:

$$K = \frac{100}{\gamma'' v} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (a)$$

wo γ'' das specifische Gewicht des Gemenges bedeutet.

Hier kann v ausgedrückt werden durch das Gewicht der Verbrennungsgase von 1 kg Gas (q) und durch das Gewicht der zur Verbrennung überflüssigen, der freien Luft (l). Die Gleichung ist bei Ausserachtlassung der geringen Volumveränderung während der Verbrennung folgende:

$$v = \frac{q}{\gamma} + \frac{l}{\gamma'} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (b)$$

wobei γ und γ' die respectiven specifischen Gewichte der Verbrennungsgase und der Luft bedeuten, entsprechend der Spannung und Temperatur, die im Reservoir herrschen.

Das Verhältniss zwischen v und p' wird aus dem Mariotte-Gay-Lussac'schen Gesetze bestimmt, nach welchem $p_0 v = R T_0$ vor und $p' v = R T'$ nach der Detonation, wo T_0 und T' die absoluten Temperaturen bezeichnen. Die beiden Gleichungen geben $\frac{p'}{p_0} = \frac{T'}{T_0}$, und daraus: $p' = p_0 \frac{T'}{T_0}$.

Betreffs der pyrometrischen Wirkung (T') besteht die Gleichung:

$$(T' - T_0)(q.c + l c') = F,$$

wobei F die Heizkraft des Gases bedeutet und c, c' die specifische Wärme der Verbrennungsgase resp. der Luft.

Wird aus dieser Gleichung $\left(\frac{T_1}{T_0}\right)$ bestimmt und dessen Werth in Gleichung $p' = p_0 \frac{T}{T_0}$ gesetzt, so erhalten wir:

$$p' = p_0 \left[1 + \frac{F}{T_0 (qc + l.c')}\right] \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (c)$$

In der Gleichung (1^a) können alle Unbekannten, mit Ausnahme von n, durch das Mischungsverhältniss ausgedrückt werden. Daher kann das vortheilhafteste Expansionsverhältniss (n) leicht bestimmt werden, bei welchem die Arbeit L, welche bei Verbrauch eines Kilogr. Gases geleistet wird, das Maximum erreicht (ein gewisses Mischungsverhältniss angenommen, bei constantem p' und v).

Die Spannung am Ende der Expansion ist nun im vortheilhaftesten Falle gleich der Spannung hinter dem Kolben. Dieser Voraussetzung entsprechend, ist bei gegebenem Mischungsverhältnisse die Expansion zu wählen.

Ist nämlich $p_2 > p_0'$ (Fig. 3, Taf. XI), so haben die Verbrennungsgase eine zu positiver Arbeit noch verbrauchbare Wärme, während bei $p_2 < p_0'$ schon negative Arbeit entsteht, welche von der Expansionsarbeit abzuziehen ist. Der günstigste Fall tritt daher ein bei $p_2 = p_0'$.

Zur Bestimmung des günstigsten n, müssen wir in (I) den Werth von p' kennen. Diese Anfangsspannung ist in (c) bestimmt, so dass:

$$n = \left[\frac{p_0}{p_0'} \left(1 + \frac{F}{T_0 (qc + lc')}\right)\right]^{\frac{1}{m}} \quad . \quad . \quad . \quad (I^a)$$

oder l nach (b) ausgedrückt, ergiebt:

$$n = \left[\frac{p_0}{p_0'} \left(1 + \frac{F}{T_0 \left(qc + v c' \gamma' - q \frac{\gamma'}{\gamma} c'\right)}\right)\right]^{\frac{1}{m}} \quad . \quad (I^b)$$

worin endlich der Werth von v aus (a) eingesetzt:

$$n = \left[\frac{p_0}{p_0'} \left(1 + \frac{F}{T_0 \left(qc + \frac{100}{K \gamma''} c' \gamma' - q \frac{\gamma'}{\gamma} c'\right)}\right)\right]^{\frac{1}{m}} \quad . \quad (I^c)$$

Die Methode der Anwendung wird ein Beispiel beleuchten.

Es soll eine Gasmaschine construirt werden, welche mit einer 5 Proc. Budapester Gas enthaltenden Mischung arbeiten wird. Die Ein- und Ausströmungen, so auch die Geschwindigkeit des Kolbens werden so gewählt, dass $p_0 = 0{,}9^{at}$, $p_0' = 1{,}2^{at}$ ist; die Abkühlung des Cylinders erzielt $m = 1{,}6$ und $T_0 = 288^0$ C.

Die chemische Zusammensetzung des Budapester Gases ist nach Steiner's Analyse vom Jahre 1869 folgende: Wasserstoff 0,4335, leichter Kohlenwasserstoff (CH_4): 0,0607, schwerer Kohlenwasserstoff (C_2H_4): 0,0607, Buthylen (C_4H_8): 0,0197, Kohlenoxyd (CO): 0,0494, Kohlensäure (CO_2): 0,0455, Stickstoff: 0,0354.

Diese Daten können streng genommen für die heutigen Verhältnisse nicht mehr angewendet werden, da diese Zusammensetzung sich nicht nur in so grossen Zeiträumen, sondern auch von Tag zu Tag ändert.

Für unser Beispiel nehmen wir obige Daten als zutreffend an. Auf Grund derselben finden wir für: $q = 14{,}2^{\mathrm{kg}}$, $c = 0{,}1785$ Calor., $l = 26{,}3^{\mathrm{kg}}$, $c' = 0{,}1685$ Calor., $F = 10\,214$ Calor. In der Praxis wird nur ca. $^3/_4$ von F genommen, so dass $F = 7660$ Calor. angenommen wird.

Diese Werthe in ($\mathrm{I^a}$) eingesetzt, ergiebt:

$$n = \frac{nv}{v} = \left[0{,}75\left(1 + \frac{7660}{288\,(2{,}5347 + 4{,}4315)}\right)\right]^{\frac{1}{1{,}6}} = (3{,}6225)^{0{,}625} = 2{,}235.$$

Zur Bestimmung des zweiten Theiles unserer Aufgabe, nämlich des vortheilhaftesten Mischungsverhältnisses für jede gegebene Expansion, nehmen wir die Gleichung (1^{a}) vor. In diese setzen wir den Werth von p' aus den Gleichungen (b) und (c):

$$L = \frac{p_0}{1-m}\left[1 + \frac{F}{T_0\left(q\,c + v\,.\,\gamma'\,c'\,q - \frac{\gamma'}{\gamma}\,c'\right)}\right] v\,(n^{1-m} - 1) - v\,(p_0'\,n - p_0).$$

In dieser Gleichung wird n als constant angesehen und der erste Differentialquotient von L nach v gleich Null gesetzt, ergiebt:

$$v = -\,q\,T_0\left(c - \frac{\gamma'}{\gamma}\,c'\right) + \sqrt{\frac{F\,q\,T_0\left(c - \frac{\gamma'}{\gamma}\,c'\right)p_0\,(n^{1-m} - 1)}{\left[n\,p_0' - p_0\left(1 + \frac{n^{1-m} - 1}{1-m}\right)\right](1-m)}} \quad . \quad \text{(II)}$$

Diese Gleichung bestimmt das vortheilhafteste Mischungverhältniss bei gegebenem Expansionsgrad und kann bei fertigen Gasmaschinen angewendet werden.

Die absolut vortheilhafteste Mischung ist nun diejenige, welche den Gleichungen ($\mathrm{I^b}$) und (II) gleichzeitig entspricht. Die Verbindung der beiden Gleichungen ist durch ihre complicirte Form erschwert. Wir kommen schneller zum Ziele, wenn wir die beiden Gleichungen als Curven darstellen, deren Coordinaten durch die Werthe von n und l nach einem gewissen Maassstabe (z. B. nach $T_0\,\gamma'\,c'\,r'$) dargestellt werden. Jeder Gleichung entspricht eine Curve, deren Kreuzungspunkt die gesuchten Coordinaten liefert.

Zu diesem Zwecke lösen wir Gleichung ($\mathrm{I^b}$) nach v auf:

$$v = \frac{F - T_0\,q\,c\left(n^m \frac{p_0'}{p_0} - 1\right)}{T_0\,\gamma'\,c'\left(n^m \frac{p_0'}{p_0} - 1\right)} + \frac{q}{c} \quad . \; . \; . \; . \quad (\mathrm{I^{b'}})$$

Nehmen wir das vorige Beispiel: $p_0 = 0{,}9^{\mathrm{at}}$, $p_0' = 1{,}2^{\mathrm{at}}$, $m = 1{,}6$, $T_0 = 288^0$ C., $F = 7660$ Calor., wie die Berechnungen zeigen, ergiebt sich als Gewicht der Verbrennungsgase für 1^{kg} Budapester Gas: $q = 14{,}2^{\mathrm{kg}}$; specifische Wärme: $c = 0{,}1981$; specifisches Gewicht bei T_0 und p_0: $\gamma = 1{,}0248$; specifisches Gewicht des Gases bei T_0 und p_0: $\gamma'' = 0{,}528$; specifisches Gewicht bei T_0, p_0 der Luft: $\gamma' = 1{,}10324$; specifische Wärme der Luft: $c' = 0{,}1685$.

Diese Zahlenwerthe in die Gleichungen (II) und ($\mathrm{I^{b'}}$) gesetzt, ergeben aus (II):

$$T_0\,.\,\gamma'\,.\,c'\,.\,v = \frac{682{,}2}{\sqrt{0{,}26\,n^{0{,}6} + 0{,}9}} - 67{,}478,$$

und aus ($\mathrm{I^{b'}}$):

$$T_0\,\gamma'\,c'\,v = \frac{7660\,.\,810{,}432\,(1{,}33\,n^{1{,}6} - 1)}{1{,}33\,n^{1{,}6} - 1} + 738{,}462.$$

Diese Gleichungen graphisch dargestellt ($T_0\,\gamma'\,c'\,v = f(n)$ und $T_0\,\gamma'\,c'\,v = \varphi(n)$) ergeben einen Schnittpunkt (Fig. 4), dessen Coordinaten die absolut vortheilhafteste Expansion und ($T_0\,\gamma'\,c'\,v$) liefern.

Dies ausgeführt in Fig. 4 ergeben sich die gesuchten Coordinaten:

$$n = 4{,}5 \text{ und } T_0\,.\,\gamma'\,.\,c'\,.\,v = 483,$$

woraus $v = 9{,}06$, und nach Gleichung (b) für $l = -\,5{,}28^{\mathrm{kg}}$ resultirt; d. h. eine um $5{,}28^{\mathrm{kg}}$ geringere Quantität Luft als zur vollständigen Verbrennung nöthig ist.

Hieraus folgt, dass bei den gegebenen Bedingungen dieses System der Gasmaschinen nicht vortheilhaft angewendet werden kann.

Müssten wir jedoch eine solche Maschine construiren, so muss die Mischung mit dem grössten Gasgehalt genommen werden, wobei in dem Verbrennungsproducte keine freie Luft mehr vorkommt ($l = 0$); dann folgt nach ($\mathrm{I^b}$):

$$n = \left[0{,}75\left(1 + \frac{7660}{288\,(2{,}5347)}\right)\right]^{0{,}625} = 3{,}837.$$

II. Atmosphärische Gasmaschinen (Fig. 5)

sind wesentlich verschieden von den oben besprochenen Maschinen. Der Cylinder steht aufrecht, der Kolben ist nur beim Abwärtsgehen mit der Hauptwelle verbunden. Das Fig. 5 gezeichnete Diagramm zeigt deutlich die Functionirung der Maschine. Das Anfangsvolumen ist v und die Anfangsspannung ist p, durch welche der Kolben in die Höhe getrieben, der die Expansionsarbeit als lebendige Kraft übernimmt. Ist der Expansionsdruck gleich dem atmosphärischen Drucke sammt dem Gewichte des Kolbens, so wird die lebendige Kraft nicht grösser, sondern im Gegentheil wäh-

rend des Sinkens des Expansionsdruckes zur Weiterbewegung des Kolbens verbraucht.

Ist die ganze lebendige Kraft verbraucht, so bleibt der Kolben stehen und ist:

$$ar.(cde) = ar.(efk).$$

Beim Niedergange des Kolbens wird die Energie desselben als Arbeit hervorgebracht durch sein Gewicht und dem atmosphärischen Ueberdruck der Hauptwelle übergeben.

Unterdessen verändert sich die Spannung der Verbrennungsgase nach der Curve g. Sobald die Spannung gleich dem äusseren Drucke wird, öffnet sich eine Klappe, durch welche die Gase abziehen.

Ist v das Volumen des Gemenges mit 1 kg Gasgehalt, so ist dessen Arbeit gleich der Arbeit während einer Periode der Gasmaschine, dargestellt durch die Fläche $(cdefgc)$ oder, da $ar.(cdec) = ar(efke)$ ist, durch die Fläche $(gfkeg)$, vorausgesetzt, wir vernachlässigen das geringe Arbeitsquantum, welches benöthigt wird zum Einsaugen des Gemenges und zum Hinausdrängen der Verbrennungsgase.

Die nützliche Arbeit besteht, wie das Diagramm zeigt, aus zwei Theilen. Ein Theil wird durch die Fläche efk, der andere durch efg dargestellt. Die Fläche $efk = cdec$ entspricht der Arbeit einer in vollkommener Function befindlichen Gasmaschine früheren Systems, in Voraussetzung, dass die Expansion in allen Fällen bis zur Spannung des atmosphärischen Druckes sammt dem Gewichte des Kolbens dauert. Diese Curve ist wegen der grossen Geschwindigkeit des Kolbens beinahe übereinstimmend mit der adiabatischen, so dass die efk-Arbeitsfläche die Maximale einer Lenoir'schen Maschine darstellt. Dazu kommt noch die Fläche efg, welche, zur obigen addirt, die gesammte Arbeit eines Kilogramm Gas darstellt. Hieraus ist schon ersichtlich, dass der Nutzeffect dieser Maschinen viel grösser ist, als derjenige der älteren Maschinen. Durch diese Construction wird in ingenieuser Weise die Expansionsarbeit jeder beliebigen Mischung vollständig ausgenutzt und ausserdem noch der Wärmeverlust bei Abkühlung der Verbrennungsgase in sinnreicher Weise zu nützlicher Arbeit umgewandelt. Wäre nämlich keine Abkühlung, so würde während dem Niedergange des Kolbens die Compressionscurve zusammenfallen mit der Expansionscurve und die indicirte Arbeitsfläche $efk = cdec$ sein; da jedoch die Compressionscurve sich viel langsamer von der Abscisse entfernt (fg), so entsteht die Arbeitsfläche efg nur unter Einwirkung der Abkühlung der Gase. Diese Fläche ist desto grösser, je grösser die Abkühlung ist.

Was endlich die vortheilhafteste Mischung betrifft, so ist es nicht nöthig, die langwierigen Berechnungen zu wiederholen, welche wir bei dem vorigen Systeme durchführten, denn diese kann durch einfache Betrachtung gefunden werden.

Wenn wir nur die Fläche efk in Betracht ziehen, so kann die Berechnung der vortheilhaftesten Mischung durch die entsprechenden Gleichungen des vorigen Capitels durchgeführt werden. Auf die Grösse der Fläche efg hat nur die Endspannung p_2 und die Abkühlung während des Niederganges des Kolbens einen Einfluss.

Aus Obigem ist nunmehr ersichtlich, dass die Berechnung der zweckmässigen Mischung bei diesen Maschinen mit derselben Formel geschieht, wie bei den älteren Maschinen die Berechnung der allgemein vortheilhaftesten.

III. Otto's halbwirkende Maschine (Fig. 6).

Die Länge des Cylinders ist viel grösser als der Hub des Kolbens, so dass der schädliche Raum ein Drittel des Cylindervolumens bildet.

Die Wirkungsperiode der Maschine besteht aus vier Hüben:

Erster Hub, während dessen das Gasgemenge eingesaugt wird;

zweiter Hub, während dessen das Gasgemenge bis zum schädlichen Raume v comprimirt wird und die Detonation erfolgt;

dritter Hub, während dessen die Verbrennungsproducte expandiren;

vierter Hub, während dessen die Verbrennungsproducte aus dem Cylinder ausgedrängt werden.

Die verrichtete Arbeit während der vier Hübe kann theoretisch folgendermaassen ausgedrückt werden:

1) Arbeit zum Einsaugen des Gemenges, wenn p_0 die mittlere Spannung während des Einsaugens, v den todten Raum und nv das Volumen am Ende des Hubes bedeutet, ist:

$$p_0(nv - v);$$

2) Compressionsarbeit während des Rückganges von nv auf v:

$$\int_{nv}^{v} p_1\, dv = -\int_{v}^{nv} p_1\, dv;$$

3) Expansionsarbeit:

$$\int_{v}^{nv} p.dv;$$

4) Arbeit zum Verdrängen der Verbrennungsproducte mit der mittleren Spannung p_0':

$$p_0'(v - nv) = - p_0'(nv - v).$$

Die gesammte Arbeit ist daher:

$$L = \int_v^{nv} p\, dv - \int_v^{nv} p_1\, dv + p_0(nv - v) - p_0'(nv - v) \quad (1)$$

Angenommen, die Expansions- und Compressionscurven haben die Form der adiabatischen mit verschiedenen Constanten, so findet sich:

$$p\, v^m = C \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (2)$$

und

$$p_1 v^{m_1} = C_1 \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (3)$$

woraus die Werthe von p und p_1 in die Gleichung (1) gesetzt:

$$L = \int_v^{nv} C . v^{-m}\, dv - \int_v^{nv} C_1 v^{-m_1}\, dv + p_0(nv - v) - p_0'(nv - v)$$

ergeben.

Nach Ausführung der Integration ist:

$$L = \frac{C}{1-m} v^{1-m}(n^{1-m} - 1) - \frac{C_1}{1-m_1} v^{1-m_1}(n^{1-m_1} - 1) + (nv - v)(p_0 - p_0').$$

Die Werthe von C und C_1 können aus Gleichung (a) und (b) bei Annahme des Anfangszustandes bestimmt werden:

$$p' v^m = C \text{ und } p_0 v^{m_1} n^{m_1} = C_1.$$

p' ist jedoch unbekannt und muss durch das Mariotte-Gay-Lussac'sche Gesetz für den Moment vor und nach der Explosion ausgedrückt werden; nämlich $p'v = RT'$ und $p_1'v = RT_1'$, wo p_1' und T_1' sich auf den Zustand vor der Detonation beziehen. Daraus:

$$p' = p_1' \frac{T'}{T_1'},$$

und mit Hilfe der vorhin gefundenen Gleichungen (b) und (c):

$$p' = \frac{p_0}{T_0} n \left[T_0 n^{m_1 - 1} + \frac{F}{qc + vc'\gamma' - qc\frac{\gamma_1}{\gamma}} \right] \quad . \quad (c)$$

Die einzelnen Buchstaben haben dieselbe Bedeutung wie früher, nur q und l müssen anders genommen werden; nämlich es ist darunter verstanden das Gewicht der aus einem Kilogr. Gas entstandenen Verbrennungsproducte, resp. das Gewicht der freien Luft, dazu gerechnet jedoch das von der vorigen Periode im Cylinder gebliebene Gemenge von Verbrennungsgasen und freier Luft.

Bezeichnen wir der Kürze halber die zusammengefassten Constanten mit einem Buchstaben:

$$T_0 qc - T_0 qc \frac{\gamma'}{\gamma} = b \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (\alpha$$

und

$$T_0 c' \gamma' = d \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (\beta)$$

so reducirt sich die Gleichung (c) auf:

$$p' = p_0 \left(n^{m_1} + \frac{F.n}{b + v.d} \right).$$

Diesen Werth in Gleichung (2) gesetzt ergiebt:

$$C = p_0 v^m \left(n^{m_1} + \frac{Fn}{b + v.d} \right),$$

so dass die Gesammtarbeit durch angebbare Werthe bestimmt:

$$L = p_0 \frac{v}{1-m} \left(n^m + \frac{F.n}{b + v.d} \right)(n^{1-m} - 1) - p_0 \frac{n^{m_1}}{1-m_1} v(n^{1-m_1} - 1) + (n-1)v(p_0 - p_0')$$

ergiebt.

Setzen wir den ersten Differentialquotienten von L nach v gleich Null bei constantem n, so ist:

$$\frac{dL}{dv} = 0 = \frac{n^{1-m} - 1}{1-m} p_0 \left[n^m + \frac{F.n(b + v.d) - F.n.v.d}{(b + d.v)^2} \right] - \frac{p_0}{1-m_1}(n - n^{m_1}) + (n-1)(p_0 - p_0');$$

oder nach Auflösung der grossen Klammer:

$$0 = \frac{n - n^m}{1-m} p_0 + p_0 \frac{n^{1-m} - 1}{1-m} \frac{F.n.b}{(b + vd)^2} - \frac{p_0}{1-m_1}(n - n^{m_1}) + (n-1)(p_0 - p_0').$$

Bezeichnen wir:

$$p_0 \left(\frac{n - n^m}{1-m} - \frac{n - n^{m_1}}{1-m_1} \right) + (n-1)(p_0 - p_0') = -a \quad . \quad (\gamma)$$

und

$$p_0 \frac{n^{1-m} - 1}{1-m} F.n.b = h \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (\delta)$$

so ist:

$$a = \frac{h}{(b + dv)^2},$$

woraus:

$$v = -\frac{b}{d} + \sqrt{\frac{h}{a\, d^2}} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (\mathrm{II})$$

Diese Gleichung bestimmt bei gegebenem Expansionsverhältniss das vortheilhafteste Volum v und nach Gleichung (a) das vortheilhafteste Mischungsverhältniss (K).

Lösen wir die zweite Aufgabe und setzen den ersten Differentialquotienten von L nach n gleich Null bei constantem v, so finden wir:

$$\frac{dL}{dn} = 0 = \frac{p_0}{1-m}\left[(1-m.n^{m-1}) + \frac{F(2-m)n^{1-m}}{b+dv}\right] - \frac{p_0}{1-m_1}(1-m_1 n^{m_1-1}) + p_0 - p_0' \quad . \quad . \quad . \quad (I^a)$$

Aus dieser Gleichung lässt sich bei gegebenem v das vortheilhafteste Expansionsverhältniss bestimmen.

Dasjenige Mischungs- und Expansionsverhältniss ist das absolut vortheilhafteste, welches den beiden Gleichungen (II) und (I^a) zugleich entspricht. Zur Bestimmung dieser beiden Verhältnisse kann dasselbe Verfahren wie oben eingeschlagen werden.

Bezeichnen wir daher:

$$p_0\left[\frac{1-m.n^{m-1}}{1-m} - \frac{1-m_1 n^{m_1-1}}{1-m_1}\right] + p_0 - p_0' = k \quad . \quad (\varepsilon)$$

$$p_0 F[(2-m)n^{1-m} - 1] = -r \quad . \quad . \quad . \quad (\eta)$$

so ist nach (I^a)

$$0 = k - \frac{r}{b+d.v} \quad \text{und} \quad v = \frac{r}{k.d} - \frac{b}{d} \quad . \quad . \quad (I)$$

Mit Hülfe der Gleichungen (I) und (II) ist schon das oben vorgeschlagene Verfahren anwendbar.

Von der Expansionscurve.

In den obigen Untersuchungen nahmen wir als Gleichung der Expansionscurve eine empirische Formel von der Form: $pv^m = C$ an, ohne zu fragen, ob die Expansion des Gemenges factisch diesem Gesetze entspricht; noch viel weniger analysirten wir die in dieser Gleichung vorkommenden Constanten m und C. Ich behielt mir vor, in diesem besonderen Capitel die Gleichung der Expansionscurve zu erörtern, was ich oben nur darum unterlassen habe, um durch dessen Einschaltung die Continuität der Ableitung nicht zu stören.

Durch Vergleichung der durch die Gleichung gegebenen und der factischen Expansionscurve können wir ersehen, in welchem Maasse erstere der letzteren entspricht, und welches die Umstände sind, die bei einer gewissen constant angenommenen Expansion m und C beeinflussen.

Durch Gefälligkeit des Herrn Pilch, Professor am Polytechnikum, stehen mir die von ihm aufgenommenen Indicatordiagramme der drei untersuchten Maschinen zur Verfügung, von denen je eines auf Tafel XI abgebildet ist.

Die punktirten Linien entsprechen der Gleichung $pv^m = C$, wobei m und C so gewählt wurden, dass diese punktirten Linien sich bestmöglich der factischen Expansionscurve anpassen.

Zur Bestimmung dieser Constanten wurde die Methode der kleinsten Quadrate angewendet, zu welchem Zwecke die Gleichung als logarithmische Function ausgedrückt: $lg\,p = lg\,p_1 + m(lg\,v_0 - lg\,v)$ ergiebt.

In dieser Gleichung sind alle Grössen mit Ausnahme von m bekannt, theils aus den Dimensionen der Maschine, theils aus dem Diagramme, so dass m aus der Gleichung bestimmbar ist, jedoch für jeden Punkt in der factischen Expansionslinie einen anderen Werth besitzt.

Zur Bestimmung des wahrscheinlichsten Werthes von m, wobei die durch Gleichung $pv^m = C$ gerechnete Curve die durch den Indicator aufgezeichnete Curve am besten annähert, müssen wir folgende Formel aufstellen:

$$m = \frac{\Sigma(lg\,p) - t\,lg\,p'}{\Sigma(lg\,v_0 - lg\,v)},$$

wo Σ das Summationszeichen für die Logarithmen der einzeln abgemessenen Werthe von p und $(lg\,v_0 - lg\,v)$, t jedoch die Anzahl der abgemessenen Punkte des Diagrammes bedeutet.

Bei Berechnung nach dieser Gleichung wurden folgende Werthe gefunden:

1) für die Lenoir'sche Maschine

$m = 1{,}097$ bei Aufnahme von $t = 20$;

2) für die Otto-Langen'sche Maschine

$m_1 = 1{,}545$ bei Aufnahme von $t = 20$;

3) für die Otto'sche Maschine

$m_1 = 2{,}108$ bei Aufnahme von $t = 7$,
$m_2 = 1{,}737$ „ „ „ $t = 11$.

Für die ersten zwei Maschinen geben auch Tresca und Meidinger Zahlenwerthe an, und zwar

1) für die Lenoir'sche Maschine nach Tresca

$m = 2$;

2) für die Otto-Langen'sche Maschine nach Meidinger $m_1 = 1{,}61$.

Bei Vergleichung dieser Zahlenwerthe mit den unserigen ergiebt sich nach Meidinger ein so geringer Unterschied, dass derselbe leicht durch die an Maschinen gleichen Systems vorkommenden variablen Umstände erklärlich ist, während der Unterschied nach Tresca so gross ist, dass dieser bei normalem Bewegungszustande der Maschine nicht denkbar ist und das rapide Fallen der Spannung nach Tresca's

Zahlenwerthen nur bei sehr geringer Bewegungsgeschwindigkeit, grosser Anfangsspannung und sehr kaltem Kühlwasser vorkommen kann.

Die durch den Indicator verzeichneten Curven fallen natürlich nicht zusammen mit der construirten Curve nach $pv^m = C$, wie dies die Figuren 2, 5 und 6 zeigen. Die Fläche der letzteren fällt jedoch mit ziemlicher Genauigkeit zusammen mit der indicirten Fläche.

Die Verschiedenheit der construirten und der Expansionscurve kann durch die vielen Umstände, welche die Gestalt der Curve beeinflussen, erklärt werden.

Der Werth von m ist in einem gewissen Punkte des Hubes desto grösser, und dem entsprechend die Curve desto steiler, je höher die Temperatur und demzufolge die Spannung des Gemenges ist, ferner je niederer die Temperatur des Kühlwasser, je geringer die Geschwindigkeit des Kolbens und demzufolge je länger die Abkühlung des Gemenges dauert.

In Fig. 7 sind die Expansionscurven der Maschinen verschiedenen Systems gezeichnet, und es zeigt sich hier deutlich, welchen Einfluss die Spannung, Geschwindigkeit und Abkühlung auf die Form der Curve ausüben.

In Fig. 2, 5, 6 sind die Abweichungen der durch $pv^m = C$ gegebenen und der durch den Indicator aufgezeichneten Curve ersichtlich. Es ist evident, dass die Curve pv^m sich nur dann der wirklichen Expansionscurve nähert, wenn die Temperaturdifferenz innerhalb und ausserhalb des Cylinders, ferner die Geschwindigkeit nahezu constant ist oder aber die Wirkungen einander ergänzen.

Diese gegenseitige Ergänzung findet statt bei den Lenoir'schen Maschinen, wo die Curve $pv^m = C$ sich so gut an die indicirte Curve anschmiegt. Bei Beginn der Expansion, wo die Temperaturdifferenz am grössten ist, ist auch die Geschwindigkeit des Kolbens am grössten, während später infolge der Expansion die Temperatur sinkt, aber auch die Geschwindigkeit abnimmt. Die Wirkungen heben sich in beiden Zuständen auf oder schwächen sich mindestens.

Bei Otto's Gasmaschine ist die Sache anders. Hier ist bei Beginn der Expansion die Geschwindigkeit Null und die Temperatur am grössten, in der Mitte ist erstere am grössten und am Ende des Hubes erstere wieder Null und letztere am geringsten, so dass die Wirkungen einander nur in der zweiten Hälfte des Hubes schwächen.

Hauptdaten für Einrichtung einer Maschinenfabrik von 1000 Arbeitern.

Von

J. Thime in St. Petersburg.

Aus einem demnächst (in russischer Sprache) erscheinenden grösseren Werke des vorstehend genannten Verfassers „die Organisation der Maschinenwerkstätten“ wurde der Redaction die nachfolgende Tabelle zur Veröffentlichung mitgetheilt; der Werth derselben ist selbstverständlich weniger in der Zuverlässigkeit der absoluten Zahlenwerthe, als in der verhältnissmässigen Vollständigkeit der zur Ziffer gebrachten Momente zu erblicken.

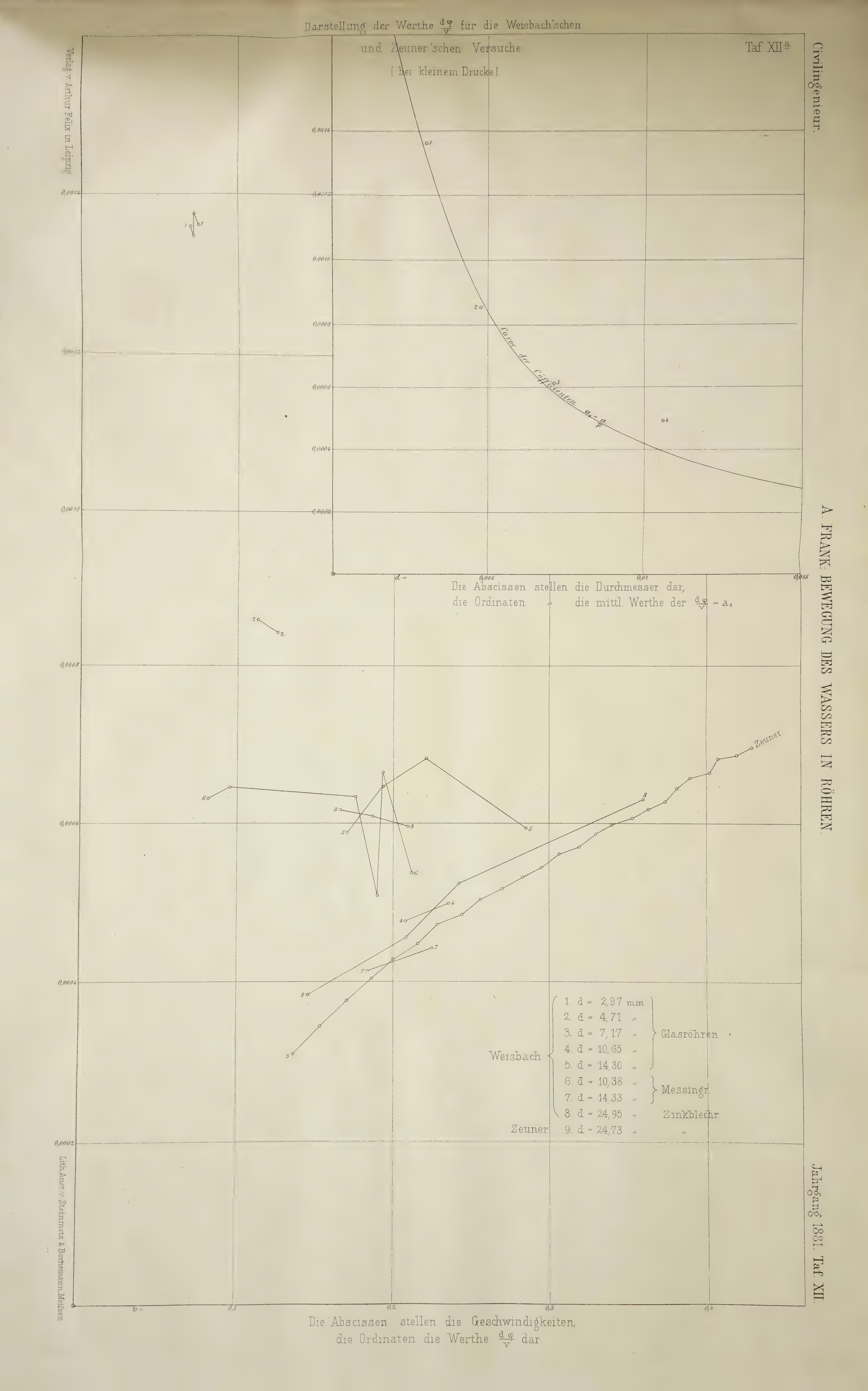
1. Anzahl der Arbeiter 1000,
2. Jahresproduction, Maschinen und Apparate . . . . 100 000 Ctr.,
3. Geldwerth derselben . . . . . . 3 888 000 ℳ,
4. Arbeitslöhne im Durchschnitt pro Jahr 729 000 ℳ,
5. Gewicht der Rohmaterialien:
   Gusseisen . . . . 97 300 Ctr.
   Schweisseisen und Stahl 19 500 „
   Bronce . . . . . 1 200 „
   } 118 000 Ctr.,
6. Steinkohlen- und Cokes-Verbrauch . 164 000 Ctr.,
7. Zahl der Schraubstöcke . . . . 200 bis 250,
8. Zahl der Hobelbänke . . . . . 40 „ 50,
9. Cupolöfen . . . . 3 „ 4,
10. Flammenöfen (Giesserei) . . . . 1 „ 2,
11. Tiegelöfen (für Bronce) 5,
12. Schmiedefeuer 75,
13. Dampfhämmer . . . . 5 bis 10,
14. Schleifsteine . . . . 20 „ 25,
15. Holzbearbeitungsmaschinen . . . 10,

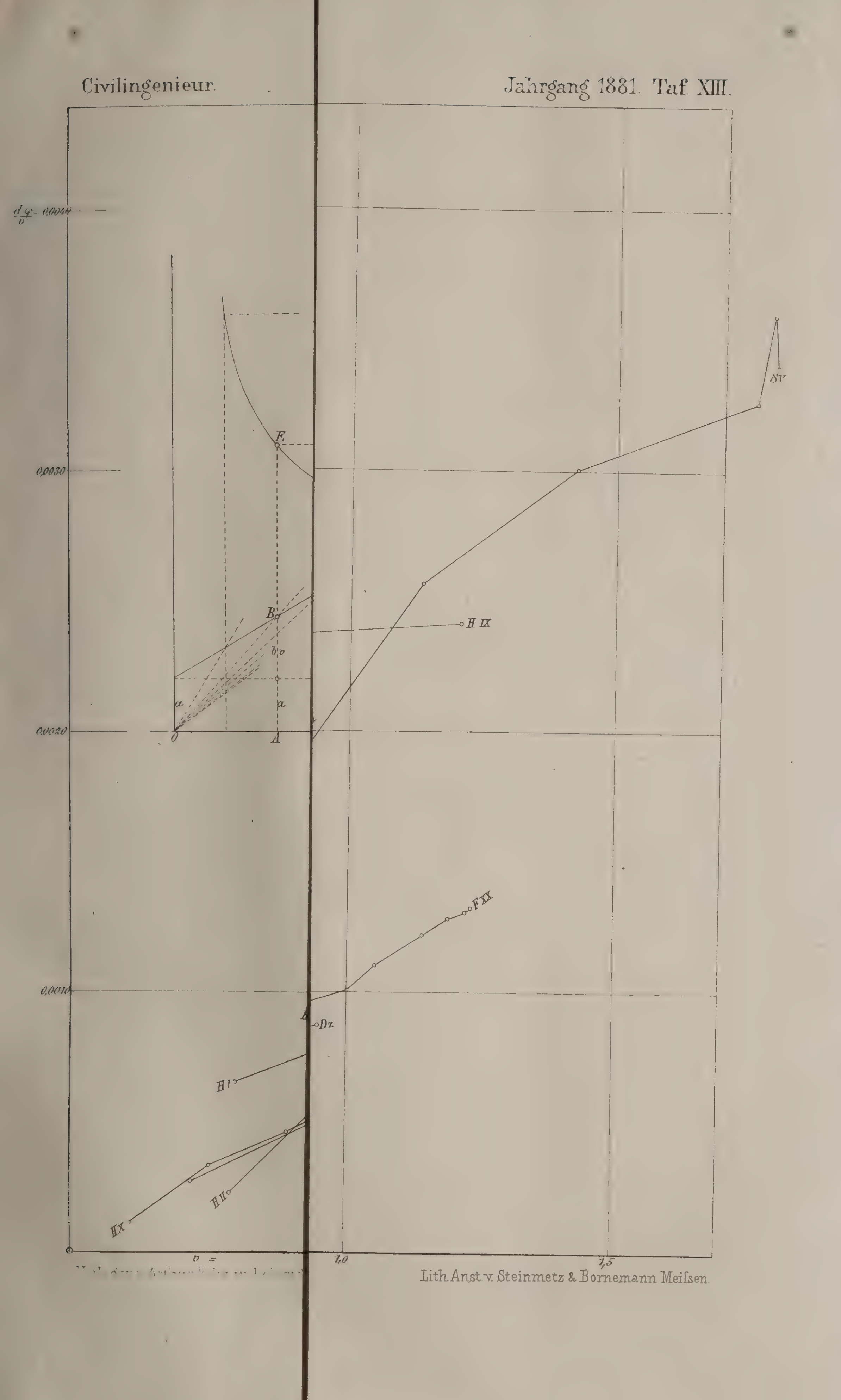
Darstellung der Werthe $\frac{d\varphi}{v}$ für die Weisbach'schen und Zeuner'schen Versuche (bei kleinem Drucke).

Taf. XII a.

Die Abscissen stellen die Geschwindigkeiten, die Ordinaten die Werthe $\frac{d\varphi}{v}$ dar

Verlag v. Arthur Felix i[n Leipzig]
Lith. Anst. v. Steinmetz & Bornemann, Meissen


Darstellung der Werthe $\frac{d\varphi}{v}$ für die Weisbach'schen und Zeuner'schen Versuche.
(bei kleinem Drucke).
Taf XII a.
Curve der Coëfficienten $a_1 = \frac{a}{r}$
Die Abscissen stellen die Durchmesser dar,
die Ordinaten " die mittl. Werthe der $\frac{d\varphi}{v} = a_1$
Zeuner
Weisbach
1. d = 2,97 mm
2. d = 4,71 "
3. d = 7,17 "
4. d = 10,65 "
5. d = 14,30 "
Glasröhren
6. d = 10,38 "
7. d = 14,33 "
Messingr.
8. d = 24,95 "
Zinkblechr.
Zeuner
9. d = 24,73 "
Die Abscissen stellen die Geschwindigkeiten,
die Ordinaten die Werthe $\frac{d\varphi}{v}$ dar.
0,0014
0,0012
0,0010
0,0008
0,0006
0,0004
0,0002
0,1
0,2
0,3
0,4
Verlag v. Arthur Felix in Leipzig
Lith. Anst. v. Steinmetz & Bornemann, Meißen



Lith. Anst. v. Steinmetz & Bornemann Meifsen.

Darstellung der Werthe $\frac{d\varphi}{v}$

für die neuen Versuche.

Fig. 1.

$\frac{d\varphi}{v} = 0{,}0040$

0,0030

0,0020

0,0010

$v =$ 0,5 1,0 1,5

H I, H II, H IV, H V, H V^a, H VIII, H IX, H X, H XIX

S I, S II, S III^a, S III^b, S IV, S V, S VI, Dz, F XX

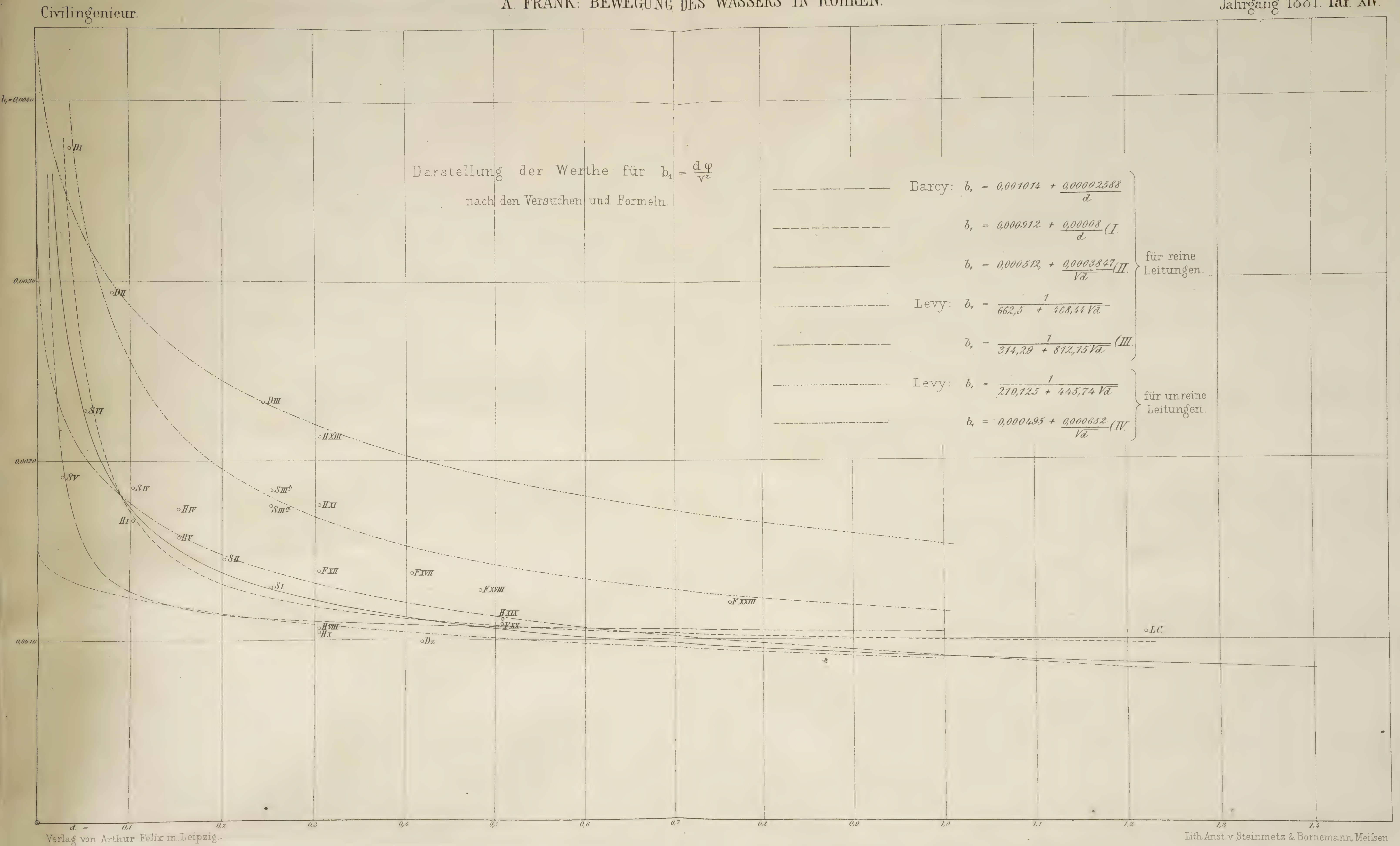
E, D, B, A, C, O, a, b, b_v, $v = 1$

Verlag von Arthur Felix in Leipzig.

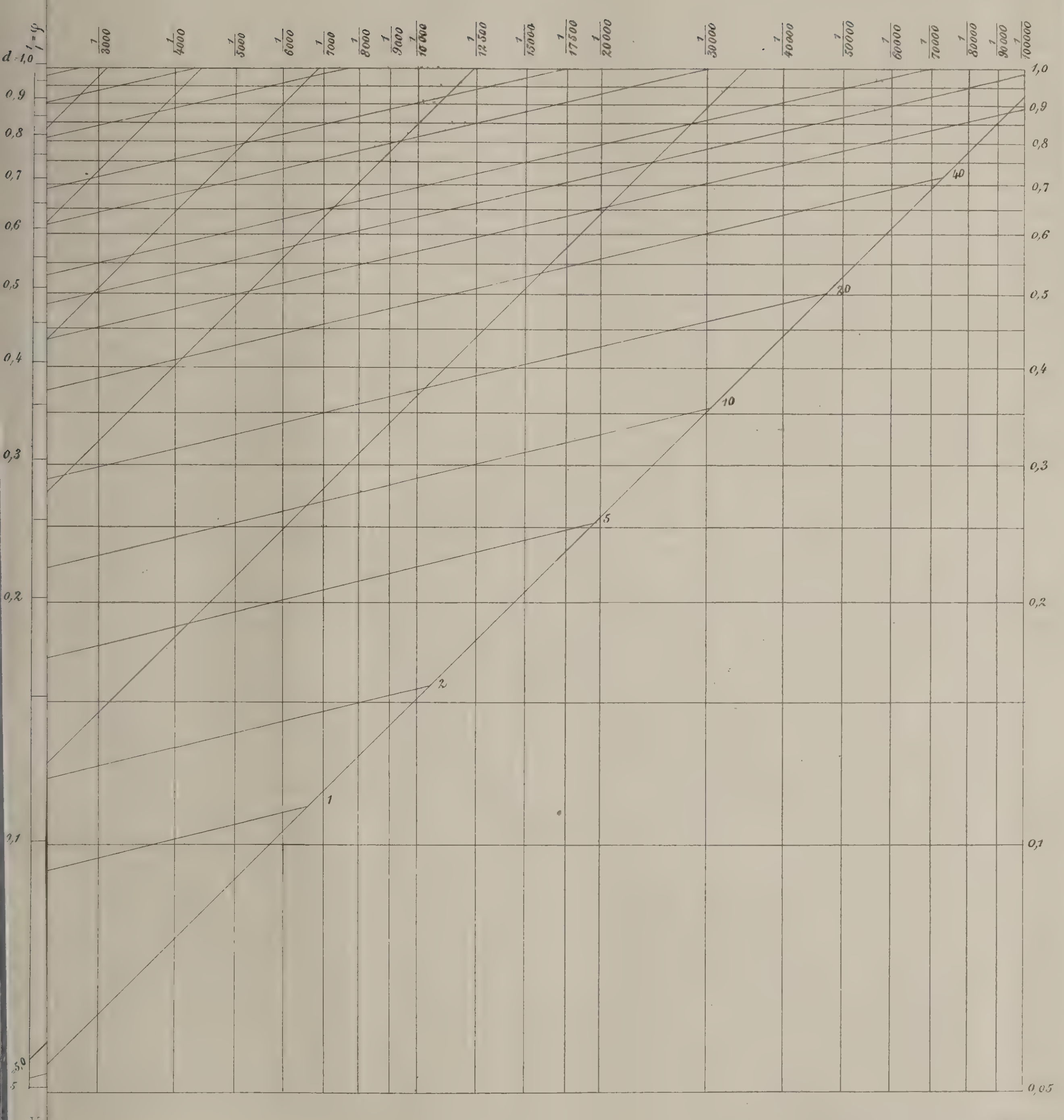
Lith. Anst. v. Steinmetz & Bornemann Meißen.

Verlag von Arthur Felix in Leipzig

Lith. Anst. v. Steinmetz & Bornemann, Meißen.



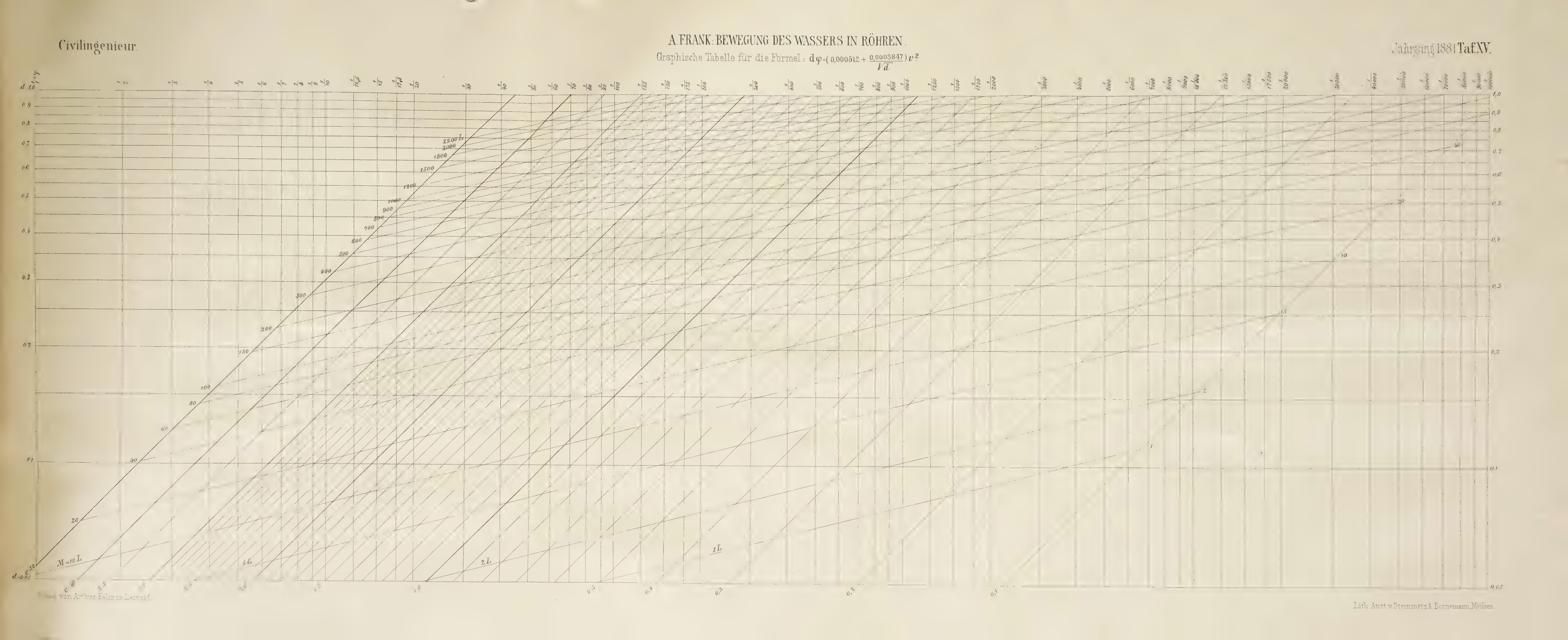
Verlag von Arthur Felix in Leipzig. Lith. Anst. v. Steinmetz & Bornemann, Meißen



Lith. Anst. v. Steinmetz & Bornemann, Meißen.

A. FRANK: BEWEGUNG DES WASSERS IN RÖHREN.

Graphische Tabelle für die Formel: $d\varphi = \left(0{,}000512 + \frac{0{,}0003847}{\sqrt{d}}\right) v^2$



Lith. Anst. v. Steinmetz & Bornemann, Meißen.

16. Metallbearbeitungsmaschinen, und zwar

Drehbänke	120	Sa. 235,
Bohrmaschinen	48	
Hobelmaschinen	30	
Nutstossmaschinen	8	
Schraubenschneidmaschine	8	
Räderschneidmaschinen	2	
Blechscheeren und Lochmaschinen	4	
Biegmaschinen	2	
Maschinen für Nietarbeiten	3	

17. Bedeckte Grundfläche . . . . . . 18 580 □^m^,
18. Unbedeckte Grundfläche . . . . 37 160 □^m^,
19. Gesammte Grundfläche . . . . 55 740 „
20. Herstellungskosten der Fabrikgebäude 972 000 ℳ,
21. Anschaffungskosten der Maschinen und Apparate . . . . . 2 916 000 „
22. Gesammtanlagekosten (incl. Terrain) 4 374 000 „
23. Betriebskapital . . . . 1 500 000 „
24. Grundkapital . . . . 5 874 000 „
25. Elementare Betriebskraft . . . . 150 PS,
26. Zahl der Werkmeister und Beamten 60,
27. Wasserbedarf pro Stunde . . . . 7 cbm,
28. Reinertrag . . . . 650 000 ℳ.

Die Formeln über die Bewegung des Wassers in Röhren.

Eine hydraulische Studie

von

Albert Frank,

Privatdocent an der k. technischen Hochschule zu München.

(Hierzu Tafel XII—XV.)

Einleitung.

Die Gesetze, denen das Wasser bei seiner Bewegung durch Röhren unterworfen ist, sind wohl seit mehr als einem Jahrhundert der Gegenstand der Untersuchungen der bedeutendsten Hydrauliker gewesen; aber trotzdem sind uns dieselben noch immer nicht vollständig bekannt, so dass sie unseren Gelehrten Veranlassung zu immer erneuter Forschung geben.

Die bisherigen Untersuchungen, welche theils theoretischer, theils experimenteller Natur waren, führten durch Verbindung von Theorie und Praxis zu einer Reihe von Formeln, welche aber, meist nur für specielle Fälle berechnet, keine Uebereinstimmung unter sich zeigen. Die Schuld daran trägt nun die Mangelhaftigkeit sowohl der Theorien, als auch der Experimente. Besonders die letzteren sind es, welche noch bis vor wenigen Decennien, sowohl bezüglich ihres Umfangs, als ihrer Vollkommenheit vieles zu wünschen übrig liessen. Man hatte bis dahin nur jene alten, vor mehr als hundert Jahren gemachten Experimente von Couplet, Bossut und Dubuat, welcher sich nicht weniger als neun Gelehrte bei Ableitung ihrer Formeln bedienten. Dass die damit erzielten Resultate keine befriedigenden sein konnten, ist leicht begreiflich; die meisten der in jener Zeit entstandenen Formeln zeigen auch im Wesentlichen dasselbe Gepräge. Erst in den Jahren 1840/50 wurden jene Versuche durch Weisbach und Zeuner um eine Anzahl vermehrt, welche sich allerdings nur auf enge Rohre beziehen.

Wesentlich anders gestaltete sich die Sache erst, als in den Jahren 1849—51 der Ingenieur Darcy im Auftrage der französischen Regierung seine Versuche in Chaillot bei Paris anstellte.

Damit wurde eigentlich erst ein Versuchsmaterial geschaffen, aus welchem sich richtige Schlüsse ziehen liessen. Diese Versuche, welche wohl noch immer nicht die vielleicht wünschenswerthe Ausdehnung auf grosse Rohrkaliber, wie sie in neuerer Zeit häufiger zur Verwendung kommen, besassen, waren jedoch in der Art ihrer Ausführung gegenüber den früheren so sehr vervollkommnet, dass sie noch immer mustergültig sind.

Wie aus dem Vorstehenden zu ersehen, hatten wir also bisher nur zwei Hauptgruppen von Versuchen, auf

welchen die sämmtlichen bis jetzt existirenden Formeln basiren. Erst in der neuesten Zeit wurde das Interesse für die Sache ein allgemeineres und man beginnt jetzt, sich mehr mit Versuchen zu beschäftigen.

Um aber hieraus auch einen Nutzen ziehen zu können, ist es nothwendig, dass man die früheren Arbeiten kennt, und ich habe mir deshalb vorgenommen, zur leichteren Information und Beurtheilung unserer Formeln eine kurze Entwickelungsgeschichte derselben zu geben, welche vielleicht Manchem über die Zweifel beim Gebrauche der Formeln leichter hinweghelfen wird.

Die Eintheilung soll hierbei, jenen Hauptversuchsgruppen entsprechend, die folgende sein:

I. Aeltere Formeln (basirend auf den Versuchen von Couplet, Bossut und Dubuat).

II. Neuere Formeln (basirend auf den Darcyschen Versuchen).

III. Die neuesten Versuche.

I. Aeltere Formeln.

Schon im Anfange des 18. Jahrhunderts und noch früher beschäftigten sich verschiedene Gelehrte damit, die Bewegung des Wassers, besonders in Kanälen und Flüssen, zu beobachten. Namentlich die Italiener waren es, die für offene Wasserläufe Theorien für die Wassergeschwindigkeiten aufstellten, ohne allerdings eine Uebereinstimmung mit der Wirklichkeit zu erzielen. Es waren dies Leonardo da Vinci[1]), Castelli (1640) und Andere. Nach Castelli's Theorie wuchs die Geschwindigkeit proportional mit der Tiefe; die Geschwindigkeitsscala war also ein rechtwinkliges Dreieck mit der Spitze oben, so dass die Geschwindigkeit an der Sohle am grössten erhalten wurde.

Torricelli stellte dann sein Princip auf, nach welchem sich die Geschwindigkeiten beim Ausfluss aus Oeffnungen in der Wand eines Gefässes verhalten wie die Quadratwurzeln aus den Druckhöhen. Dieses Princip, das sich durch Versuche bestätigte, wurde nun auch angewendet auf die Bestimmung der Geschwindigkeiten in Kanälen und Röhren.

Auf diese Weise rechnete man fast bis in die Mitte des vorigen Jahrhunderts Rohrleitungen von beträchtlicher Länge, welche natürlich in Wirklichkeit bei weitem nicht das aus der Rechnung erhaltene Wasserquantum lieferten. Wenn man auch schon früher Zweifel über

1) A discussion of a new formula for the flow of water in open channels by Robert Gordon. Milano 1873.

die Richtigkeit dieser Methode hegte, so wusste man doch nicht, sie zu heben.

Der erste Schritt hierzu geschah durch die an den Wasserleitungen zu Versailles angestellten Versuche Couplet's, über welche sich die Akademie der Wissenschaften zu Paris in ihrem Berichte vom Jahre 1732 folgendermaassen ausdrückte[1]):

„Er (Couplet) kommt dann zum schwierigsten Punkte der ganzen Materie, zur Verminderung der Wassermenge, welche durch die physischen Zufälle (accidents), wie die Reibung des Wassers an den Wänden, die Biegungen der Rohre und die mitgeführte Luft bewirkt wird."

„Man ist noch wenig instruirt über diese Verhältnisse, da Versuche im Grossen fehlen . . . . ."

„Die Regel, dass die Geschwindigkeiten des Wassers wie die Quadratwurzeln der Höhen, aus denen es herabfällt, oder, was dasselbe ist, der Wassersäulen, unter deren Druck das Wasser ausfliesst, sich verhalten, ist äusserst irrthümlich bei grossen Leitungen, wie derjenigen von Versailles, welche oft mehr als 2000 toises Länge haben. Wenn man nach dieser Regel die Wassermengen rechnet, welche sie führen soll, so kann es kommen, dass man 407" statt $10\frac{1}{2}$" findet, welche Couplet wirklich bei seinen Versuchen erhielt. Dies ist eine totale Differenz. Oft genug ist die Wassermenge 20—30 Mal kleiner als diejenige, welche die Regel verspricht. Diese Verminderung rührt, wenigstens zum grossen Theil, von der Reibung her. Man sieht, dass ihre Wirkung um so grösser ist, je länger die Leitung, je kleiner die Durchmesser, je zahlreicher und schärfer die Krümmungen und Kniee, je grösser die Geschwindigkeiten. Aber es wird schwer sein, nur einigermaassen den Werth dieser Verminderungen kennen zu lernen."

Damals war man also über die Bewegungsgesetze noch sehr im Unklaren, ja man glaubte kaum an die Möglichkeit, dass diese je gefunden würden.

Von nun an wandte man sich mehr den Versuchen zu, namentlich ist hier der Abt Bossut zu nennen, der 26 Versuche mit Rohren von verschiedener Länge und Weite anstellte.

Dubuat.

Ihm folgte Dubuat, welchen d'Aubuisson den „créateur des sciences positives des eaux courantes" nannte. Im Jahre 1779 veröffentlichte dieser die erste Ausgabe seiner „Principes d'hydraulique", welcher 1786 schon eine zweite, bedeutend erweiterte folgte.

1) Darcy, H., Recherches expérimentales rélatives au mouvement de l'eau dans les tuyaux de conduite. Paris 1857.

Das Werk Dubuat's, die Frucht einer 10jährigen Arbeit, umfasst nicht nur die Fragen der Bewegung des Wassers in Röhren und natürlichen oder künstlichen Kanälen, sondern auch den Ausfluss des Wassers aus Oeffnungen, Ansatzröhrchen, Ueberfällen und den Widerstand der Flüssigkeiten, überhaupt Alles, was auf die experimentelle Hydraulik Bezug hat. In demselben finden wir auch, dass Dubuat weitere Versuche anstellte über den Bewegungswiderstand in Röhren und Kanälen, deren Resultate er in Verbindung brachte mit einer allgemeinen Theorie. So gelangte er zu einer Formel, die allgemeine Gültigkeit haben sollte, sowohl für Rohre, wie für Kanäle und Flüsse.

Da Dubuat's Theorien für alle späteren Untersuchungen von grosser Bedeutung waren, so ist es nothwendig, dass wir näher auf sie eingehen:

Dubuat sagt: Es ist evident, dass das Gefälle der Oberfläche, beziehungsweise die Schwere die einzige bewegende Kraft ist; wäre das Flussbett vollständig glatt, so müsste sich die Bewegung des Wassers fortwährend beschleunigen. Da aber diese Bewegung bei Flüssen ziemlich gleichförmig ist, so müssen gewisse Widerstände vorhanden sein, welche die accelerirende Kraft aufheben. Worin aber können diese Widerstände sonst bestehen, als in der Reibung, welche das Wasser von Seiten des Flussbettes erfährt und in der viscosité (Zähflüssigkeit). Diese letztere allein giebt Anlass zu zwei Arten von Widerständen, welche bei der Bewegung der Flüssigkeitstheilchen gegen einander und längs der am Flussbette adhärirenden Schichte auftreten. Wirken nun diese Ursachen zusammen und werden der accelerirenden Kraft der Flüssigkeit gleich, so wird die Geschwindigkeit nicht mehr zunehmen, sondern gleichförmig werden, d. h. bei der gleichförmigen Bewegung wird Gleichgewicht stattfinden zwischen der accelerirenden, vom Gewichte herrührenden, Kraft und den Widerständen.

Ist g die Beschleunigung der Schwere, so wird, wenn φ das Gefälle bezeichnet, $g\,\varphi$ die dem Gefälle entsprechende beschleunigende Kraft der Masseneinheit sein.

Die Widerstände, die infolge der Reibung an der Wand oder dem Flussbette auftreten, erklärt Dubuat, wie folgt: Da das Wasser aus äusserst kleinen Theilchen besteht, welche, wie angenommen wird, vollständig rund, fest, unpressbar und glatt sind, so werden sich zwei solcher Theilchen immer nur an einem Punkte berühren können, wie gross auch der auf sie ausgeübte Druck sein mag. Fliesst nun Wasser über eine Wand, so benetzt es dieselbe, d. h. seine Moleküle dringen infolge der Attraction in die Poren ein und setzen sich fest. Ueber diese feste, aus lauter Kügelchen bestehende Oberfläche können sich die übrigen Moleküle nicht hinwegbewegen, ohne in die Vertiefungen derselben einzusinken. Dadurch werden sie in ihrer Bewegung bedeutend verzögert, und infolge der viscosité theilt sich diese Verzögerung auch den ihnen auf der anderen Seite benachbarten Molekülen und so von Schichte zu Schichte der ganzen Masse mit. Denn wenn auch die von der Wand weiter entfernten Moleküle schneller fliessen wollten, so können sie es nicht, ohne die benachbarten auf Seite der Wand mitzuziehen. Die Geschwindigkeit wird also an der Wand am kleinsten sein, und gegen die Mitte hin wachsen.

Da das Wasser auf diese Weise die Oberfläche der Wand erst präparirt, so wird das Material derselben ohne merklichen Einfluss auf den Widerstand derselben sein. Dubuat fand wenigstens keine Variation der Reibung in den verschiedenen Fällen, in welchen er Wasser über Glas, Blei, Zinn, Eisen, Holz u. s. w. laufen liess.

Wenn man sich nun ein Kügelchen in der Vertiefung zwischen zwei festen denkt, so wird die Kraft, die nothwendig ist, um es loszureissen, um so grösser sein, mit je grösserer Geschwindigkeit dies geschehen soll; wenn aber dieses Molekül gezwungen ist, sich über eine Reihe solcher Kügelchen hinwegzubewegen, so wird jeder Widerstand hierbei der Geschwindigkeit proportional sein, und da sich die Anzahl der Widerstände in demselben Verhältniss vermehrt, so folgt daraus, dass die Totalwiderstände mit dem Quadrate der Geschwindigkeit wachsen müssen; also $= \frac{v^2}{m}$. Da diese Widerstände nun gleich sein sollen der beschleunigenden Kraft, so folgt als erste Gleichung $\frac{v^2}{m} = g\,\varphi$, worin m eine Constante.

Es müsste also für ein und dasselbe Flussbett das Quadrat der Geschwindigkeit dividirt durch das Gefälle eine constante Grösse geben $\left(\frac{v^2}{\varphi} = m g\right)$.

Indem nun Dubuat die Versuchsresultate [1]) zu Hilfe nimmt, findet er, dass die Geschwindigkeiten in grösserem Verhältnisse wachsen als die Quadratwurzeln aus den Gefällen; in welcher Weise er diesem Umstande Rechnung trägt, werden wir später sehen.

---

1) Von diesen beziehen sich 2 auf ein Rohr mit $^2/_3$''' Durchm.,

8	„	„	„	„	1,5'''	„
9	„	„	„	„	2'''	„
19	„	„	„	„	2,9'''	„
21	„	„	„	„	1''	„
12	„	„	„	„	16'''	„
12	„	„	„	„	2,01''	„
6	„	„	„	„	5''	„
1	„	„	„	„	18''	„

ferner 17 Versuche auf einen trapezförmigen Querschnitt, 15 auf einen rechteckigen, 4 auf einen Fluss (de Hayne).

Aus den Versuchen ersieht Dubuat ferner, dass jene Constanten $\sqrt{mg}$ um so grösser werden, je grösser die Querschnitte sind. Dies ist eine Folge der Reibung, die mit dem Umfange wächst, während andererseits der Widerstand um so kleiner wird, je grösser die Querschnittsfläche ist, auf welche er sich bei gleichem Umfange vertheilen kann; d. h. der Widerstand wächst umgekehrt mit dem Querschnitte (F) und direct mit dem Umfange (p).

Setzt man das Verhältniss $\frac{F}{p} = r_m$ (mittlerer Profilradius), so müsste die rechte Seite der Gleichung $\frac{v}{\sqrt{\varphi}} = \sqrt{mg}$ dividirt durch $\sqrt{r_m}$ eine Constante geben; also $\frac{\sqrt{mg}}{\sqrt{r_m}} = \sqrt{ng}$.

Da aber auch diese Annahme durch die Versuche nicht ganz bestätigt wird, vielmehr die Werthe $\frac{\sqrt{mg}}{\sqrt{r_m}}$ mit r_m wuchsen, so half sich Dubuat damit, dass er den Nenner um eine constante Grösse $= 0{,}1$ vermindert und erzielte nun mit dem Ausdrucke $\frac{\sqrt{mg}}{\sqrt{r} - 0{,}1}$ ziemlich constante Werthe $\sqrt{ng}$, deren Mittel sich ergibt zu $\sqrt{ng} = 297$ (wenn alles auf pariser Zoll bezogen).

Da also

$$\sqrt{mg} = \sqrt{ng}\,(\sqrt{r_m} - 0{,}1) = 297\,(\sqrt{r_m} - 0{,}1),$$

so wird die frühere Gleichung:

$$\frac{v}{\sqrt{\varphi}} = \sqrt{ng}\,(\sqrt{r_m} - 0{,}1).$$

Diese Differenz zwischen Theorie und Versuch erklärt Dubuat als die Wirkung der Adhäsion des Wassers an den Wänden, infolge deren eine Querschnittsverminderung eintritt, die um so fühlbarer in Bezug auf den mittleren Radius wird, je kleiner die Querschnitte sind.

Aus dem Obigen geht hervor, dass bei gleichem Gefälle sich die Geschwindigkeiten verhalten wie die $\sqrt{r_m} - 0{,}1$; jedem Gefälle entspricht also ein bestimmter Werth des Verhältnisses $\frac{v}{\sqrt{r_m} - 0{,}1}$.

Indem Dubuat diese Quotienten bildet und hiermit die sämmtlichen Rohrdurchmesser auf einen dem Werthe $\sqrt{r_m} - 0{,}1 = 1$ entsprechenden Durchmesser $= 4{,}84''$ reducirt, eliminirt er den mittleren Radius und kann nun leicht die Abhängigkeit der Geschwindigkeiten von den Gefällen untersuchen.

Hierdurch findet er, dass, wie schon oben angedeutet, im selben Rohre bei verschiedenen Gefällen das Verhältniss der Geschwindigkeiten dasjenige der Wurzeln aus den Gefällen constant übersteigt, oder dass die Geschwindigkeiten in grösserem Verhältnisse wachsen, als die $\sqrt{\varphi}$.

Dubuat trägt nun die $\sqrt{\frac{1}{\varphi}}$ als Abscissen, die Geschwindigkeiten v als Ordinaten auf und erhält so für die Werthe aus den Versuchen eine Hyperbel, die gegen jene für die Werthe der Formel $v = \frac{A}{\sqrt{\frac{1}{\varphi}}}$, wenn unter A der Ausdruck $\sqrt{ng}\,(\sqrt{r} - 0{,}1)$ verstanden wird, horizontal (von der Ordinatenachse weg) verschoben ist, so dass der ersteren für gleiche Werthe von $\sqrt{\frac{1}{\varphi}}$ grössere v entsprechen, die sich indess denen der letzteren um so mehr nähern, als $\sqrt{\frac{1}{\varphi}}$ grösser wird.

Zur Erzielung möglichster Uebereinstimmung mit den Versuchswerthen setzt nun Dubuat statt $\sqrt{\frac{1}{\varphi}}$ den Ausdruck $\sqrt{\frac{1}{\varphi}} - Logn\sqrt{\frac{1}{\varphi}}$, der jedoch auch nur genügt, so lange das Gefälle nicht grösser als $^1/_{20}$, während er für grössere Gefälle zu kleine Werthe von v liefert. Dieser Ausdruck bekommt deshalb noch einmal einen Zusatz, so dass er endlich $\sqrt{\frac{1}{\varphi}} - Logn\sqrt{\frac{1}{\varphi} + 1{,}6}$ lautet, und die ursprüngliche Formel heisst nun:

$$v = \frac{\sqrt{ng}\,(\sqrt{r_m} - 0{,}1)}{\sqrt{\frac{1}{\varphi}} - Logn\sqrt{\frac{1}{\varphi} + 1{,}6}}.$$

Nachdem Dubuat so den Widerständen der Reibung und Adhäsion Rechnung getragen, zieht er schliesslich noch die viscosité oder den Widerstand, der sich der Trennung der Wasserschichten entgegensetzt, in Betracht. Zur Ueberwindung dieses Widerstandes muss offenbar eine Kraft aufgewendet werden, die einen Theil der accelerirenden Kraft bildet; dieser Kraft würde in Wirklichkeit eine Geschwindigkeit

$$= \frac{\sqrt{ng}\,(\sqrt{r_m} - 0{,}1)}{\sqrt{\frac{1}{\varphi_0}} - Logn\sqrt{\frac{1}{\varphi_0}}}$$

entsprechen, worin φ_0 dasjenige Gefälle bezeichnet, bei welchem eine Wasserfläche noch gerade in Ruhe bleibt.

Dieses Gefälle konnte Dubuat allerdings nur schätzen, und indem er in obigem Ausdrucke

$$\frac{\sqrt{ng}}{\sqrt{\frac{1}{\varphi_0}} - Log n \sqrt{\frac{1}{\varphi_0}}} = \sqrt{0{,}09''} = 0{,}3''$$

setzt, gestaltet sich nun seine allgemeine Formel für die Geschwindigkeit wie folgt:

$$v = \frac{\sqrt{ng}\,(\sqrt{r_m} - 0{,}1)}{\sqrt{\frac{1}{\varphi}} - Log n \sqrt{\frac{1}{\varphi} + 1{,}6}} - 0{,}3\,(\sqrt{r_m} - 0{,}1),$$

oder unter Einsetzung der Werthe

$$v = (\sqrt{r_m} - 0{,}1)\left[\frac{297}{\sqrt{\frac{1}{\varphi}} - Log n \sqrt{\frac{1}{\varphi} + 1{,}6}} - 0{,}3\right]$$

für Pariser Zoll.

Hiernach kann die Geschwindigkeit $= 0$ werden:

1) wenn $\sqrt{r_m} = 0{,}1$, d. h. für einen Rohrdurchmesser, der kleiner als $^1/_2'''$. Dieses Rohr ist dann so capillar, dass die Attraction der Wand sich der Bewegung entgegensetzt;

2) wenn die beiden Glieder der eckigen Klammer einander gleich werden:

$$\frac{297}{\sqrt{\frac{1}{\varphi}} - Log n \sqrt{\frac{1}{\varphi} + 1{,}6}} = 0{,}3.$$

Dieses Resultat hat statt, wenn das Gefälle ca. $\frac{1}{1\,000\,000}$ beträgt. Als kleinstes Gefälle für einen Kanal darf also das Doppelte von diesem $= \frac{1}{500\,000}$ angenommen werden, während andere Hydrauliker $\frac{1}{7200}$ angeben.

Aus der Zusammenstellung der nach der Formel gerechneten Geschwindigkeiten und der den Versuchen entnommenen sieht man, dass die Uebereinstimmung bei den Rohren und Kanälen allerdings eine ziemlich gute ist, jedoch nicht mehr bei dem Haynefluss, wo die Differenzen grösser sind.

Die vorhergehende Entwickelung der Dubuat'schen Formel zeigt ganz deutlich den Grundgedanken, dass die Geschwindigkeit proportional der Wurzel aus dem Producte des Profilradius und des Gefälles ($v = \sqrt{ng}\sqrt{r_m \varphi}$) ist; nur weil dieses theoretische Gesetz den Versuchen nicht ganz entsprach, wich Dubuat davon ab und modificirte die einzelnen Grössen, allerdings mit grossem Geschicke, aber doch in einer Weise, die die Formel complicirt und dadurch für die Praxis unbrauchbar machte.

Von den sonstigen Versuchen Dubuat's sind hier noch diejenigen zu erwähnen, welche er mit Salzwasser, Weingeist und Quecksilber[1]) anstellte. Er fand hierdurch, dass Salzwasser unter sonst gleichen Umständen langsamer läuft als Süsswasser, ebenso Weingeist infolge seiner grossen Cohäsion oder Adhäsion an der Wand. Dagegen läuft Quecksilber, das vom Glase nicht angezogen wird, schneller als Wasser. Auch die Temperaturen berücksichtigte er und bemerkte, dass das Wasser sich um so langsamer bewegt, je mehr seine Temperatur sich dem Gefrierpunkte nähert und umgekehrt.

Coulomb.

Von der grössten Bedeutung für alle späteren Untersuchungen waren die hierauf von Coulomb[2]) (1800) gefundenen Gesetze über die Cohäsion der Flüssigkeiten und ihre Widerstände bei sehr langsamer Bewegung. Nach diesen ist der Widerstand einer ganzen und rationellen Function der Geschwindigkeit gleich zu setzen, die aus zwei Gliedern zusammengesetzt ist, deren eines der ersten und deren anderes der zweiten Potenz dieser Geschwindigkeit proportional ist.

An dem absoluten Werthe ihrer Summe participirt mehr oder weniger die eine oder die andere Grösse, je nachdem die Bewegung langsamer oder schneller ist. Man erklärt sich hieraus Erscheinungen, von denen man sich bei der Annahme, dass der Widerstand einfach proportional dem Quadrate der Geschwindigkeit ist, keine Rechenschaft geben konnte.

Girard.

Der erste, der obige Sätze von Coulomb auf die Wasserbewegung anwandte, war Girard[2]), Ing. en chef des ponts et chaussées am Kanal de l'Ourcq. Er setzte den Widerstand gleich dem Producte einer Constanten mit der Summe der ersten und zweiten Potenz der Geschwindigkeit

$$r_m \varphi = a\,(v + v^2).$$

Die Constante a bestimmte er aus zwölf Versuchen von Chezy[3]) und Dubuat zu 0,0012181.

---

1) Dubuat, Principes d'hydraulique. II. Tome.

2) Prony, R., Recherches physico-mathématiques sur la théorie des eaux courantes. Paris 1804.

3) Chezy hatte schon früher (1775) die Hypothese aufgestellt, dass das Verhältniss $\frac{p\,v^2}{F\varphi}$ dasselbe sei für alle Flussläufe derselben Flüssigkeit, d. h. $v = k\sqrt{\frac{F}{p}\varphi} = k\sqrt{r_m\varphi}$.

Girard legte sich die Frage über die Widerstände folgendermaassen zurecht: Wenn Wasser über eine benetzte Wand oder genauer über die ihr adhärirende Wasserschichte gleitet, so wird es durch die Cohäsion verzögert, welche das Wasser an dieser Schichte festzuhalten sucht. Dies ist die erste verzögernde Kraft, die proportional ist der Geschwindigkeit.

Ausser der Wirkung dieser Cohäsion, die unabhängig ist von der Rauhheit der Wand, ist diese letztere noch zu berücksichtigen als zweite Ursache des Widerstandes. Dieser Widerstand, der sonst analog dem bei der Reibung fester Körper auftretenden, nur mit dem Unterschiede, dass er unabhängig vom Drucke ist, hängt ab von der Kraft und der Anzahl der Stösse, welche die Rauhheiten in der Zeiteinheit erhalten und ist daher proportional dem Quadrate der Geschwindigkeit. Girard nimmt jedoch an, dass die Adhärenz an der Wand infolge der Rauhheiten dieselbe ist, wie diejenige der Flüssigkeitsmoleküle unter sich, und er behält deshalb auch für beide Glieder der rechten Seite den gleichen Coëfficienten a bei.

Prony.

Dass diese Widerstände verschiedenartig sind und nicht durch dieselbe Grösse a ausgedrückt werden können, erkannte Prony, der als der eigentliche Begründer der Theorie der Wasserbewegung anzusehen ist.

Seine im Jahre 1804 erschienenen „Recherches physico-mathématiques sur la théorie des eaux courantes“, enthalten zunächst eine auf die Regeln der Mechanik gegründete Theorie der Bewegung eines Systems fester Körper, welcher analog diejenige der flüssigen behandelt wird. Indem Prony in dieselbe die charakteristischen Eigenthümlichkeiten, durch welche sich die flüssigen von den festen Körpern unterscheiden, einführte, entstand jene noch immer gültige (Prony'sche) Theorie der Wasserbewegung. Die Hauptprincipien der rationellen Hydraulik, welche Prony mit seiner Theorie combinirt, sind diejenigen schon von Dubuat ausgesprochenen; nämlich:

I. Eine Flüssigkeit, wie Wasser, erfährt bei ihrer Bewegung durch Rohre oder Kanäle, die lang genug sind, um das Regime gleichförmig werden zu lassen, Widerstände, welche als verzögernde Kräfte betrachtet werden können oder müssen, deren Werthe von derselben Ordnung sind, wie diejenigen der aus dem Gewichte resultirenden accelerirenden Kräfte. Daraus folgt, dass diese Kräfte die Wirkung des Gewichtes nicht nur vermindern, sondern sogar vernichten und die Bewegung zu einer gleichförmigen reduciren können.

II. Es scheint nach den zahlreichen und sorgfältigen Versuchen von Dubuat, Dobenheim und Benezech, dass bei Flüssigkeiten die Widerstände, welche die Wirkung der Schwere modificiren, unabhängig von den in irgend einem Querschnitte ausgeübten Drücken sind, ein Resultat, das sehr verschieden von dem bei der Reibung fester Körper erhaltenen.

III. In irgend einem Querschnitte haben die verschiedenen Moleküle senkrecht zum Querschnitte oder parallel zur Achse verschiedene Geschwindigkeiten. Es gibt einen Punkt, in welchem das Maximum derselben stattfindet und von welchem aus sie gegen die Wand zu abnehmen.

IV. Es gibt eine Geschwindigkeit, die, multiplicirt mit dem Querschnitte, die durch diesen fliessende Wassermenge ergibt (mittlere Geschwindigkeit). Die drei Geschwindigkeiten (mittlere, grösste, kleinste) haben unter sich Relationen, welche nach Dubuat unabhängig von der Grösse und Form des Querschnittes sind.

V. Wenn die Flüssigkeit in einem benetzungsfähigen Rohre oder Kanale läuft, bleibt eine Schichte derselben an der Wandung hängen; diese kann als wirkliche Wand betrachtet werden, welche die Flüssigkeit einschliesst.

VI. Infolge dessen scheint, nach Dubuat, die Verschiedenheit des Materials der Wandung keinen merklichen Einfluss auf den Widerstand auszuüben.

VII. Die Cohäsion der Flüssigkeiten (viscosité) und die Adhäsion an dem Material der Wandung müssen im Allgemeinen durch Grössen von verschiedenem Werthe dargestellt werden, die aber vergleichbar und von derselben Ordnung im Verhältniss zu einander sein müssen.

Betrachtet man nun, sagt Prony, die Totalmasse der Flüssigkeit in einem Rohre als in zwei Theile getheilt, von welchen der eine ein axialer Cylinder, dessen Radius von 0 bis $\frac{d}{2}$ variiren kann, der andere eine Ringschichte zwischen diesem Cylinder und der Wand, so wird die Geschwindigkeit der centralen Masse grösser sein, als der sie umgebenden. Infolge der Cohäsion wird eine Wirkung und Gegenwirkung dieser beiden Massen stattfinden, wie es auch der Fall sein wird zwischen den einzelnen cylindrischen Schichten, in die man sich die ganze centrale Masse zerlegt denken kann; jede derselben wird die benachbarte auf Seite der Wand acceleriren, die auf Seite des Centrums retardiren. Jedoch könnte sich keine gleichförmige Bewegung ergeben ohne die verzögernde Kraft, welche zwischen den beiden obigen Theilen herrscht. Denn weil die zwischen zwei Schichten auftretenden beschleunigenden und verzögernden Kräfte einander gleich sind, so folgt, dass der Werth der mittleren accelerirenden Kraft unabhängig ist von denjenigen

Widerständen, die nicht an der Wand oder der Grenze des Schichtensystems stattfinden. Denn sind $u_1 u_2 u_3 \ldots u_n$ die Geschwindigkeiten jener cylindrischen Schichten vom Centrum weg (w die Geschwindigkeit an der Wand, deren Radius $= \frac{d}{2}$), $r_1 r_2 r_3 \ldots r_n$ die Radien jener Cylinder, deren Dicke so gross sei, dass jeder von ihnen ein Volumen $= \delta m$ habe; ihre Länge l und der Neigungswinkel der Achse gegen den Horizont $= \varphi$; ferner $F(w)$ diejenige Function, welcher der Widerstand an der Grenze des Systems proportional ist, $f(u_1)$, $f(u_2)$ .... die Functionen, denen die Widerstände der Cohäsion proportional sind, so bekommt man für die Werthe der bewegenden Kräfte, welche den einzelnen concentrischen Schichten von der Wand bis zum Centrum innewohnen:

$$\delta m \frac{dw}{dt} = g\varphi\,\delta m - 2\pi l\left[\frac{d}{2}(F(w)+f(w)) - r_n f(u_n - w)\right],$$

$$\delta m \frac{du_n}{dt} = g\varphi\,\delta m - 2\pi l\left[r_n f(u_n - w) - r_{n-1} f(u_{n-1} - u_n)\right],$$

$$\delta m \frac{du_{n-1}}{dt} = g\varphi\,\delta m - 2\pi l\left[r_{n-1} f(u_{n-1} - u_n) - r_{n-2} f(u_{n-2} - u_{n-1})\right],$$

u. s. f.

$$\delta m \frac{du_2}{dt} = g\varphi\,\delta m - 2\pi l\left[r_2 f(u_2 - u_3) - r_1 f(u_1 - u_2)\right],$$

$$\delta m \frac{du_1}{dt} = g\varphi\,\delta m - 2\pi l\left[r_1 f(u_1 - u_2)\right].$$

Nimmt man alle diese Gleichungen zusammen, so wird man für den Werth der mittleren accelerirenden Kraft erhalten (indem man mit M die Totalmasse $= n\delta m$ bezeichnet):

$$\frac{\Sigma\left(\delta m \frac{du}{dt}\right)}{M} = g\varphi - \frac{d\pi l[f(w)+F(w)]}{M}.$$

Man sieht hieraus, dass alle der Cohäsion entsprechenden Widerstände aus dem Werthe der mittleren accelerirenden Kraft hinausfallen, dass diese also nur abhängig ist von den Widerständen an der Wand. Diese Gleichung muss für die gleichförmige Bewegung, bei welcher die accelerirende Kraft verschwinden soll, gleich 0 werden, hierdurch wird

$$Mg\varphi = g\frac{d^2\pi}{4} l\varphi = d\pi l[f(w)+F(w)],$$

oder

$$\frac{1}{4} g d\varphi = f(w) + F(w) = \Phi(w).$$

Die rechte Seite dieser Gleichung ist gebildet aus Functionen der Geschwindigkeit an der Wand. Da aber die mittlere Geschwindigkeit eine Function von derjenigen an der Wand ist, so kann sie durch die letztere in obigem Ausdrucke ersetzt werden und es bleibt nur noch übrig, den Werth dieser Function einzuführen.

Diese Function wird nun von Prony durch eine nach ganzen Potenzen der mittleren Geschwindigkeit fortschreitende Reihe dargestellt, deren erstes Glied von v unabhängig ist; nämlich

$$\Phi(w) = e + av + bv^2 + cv^3 + \ldots.$$

worin a, b, c .... constante Zahlen sind.

Gehen wir auf den allgemeinen Ausdruck des Widerstandes $g\frac{F}{p}\cdot\frac{h}{l}$ über (denn der Widerstand ist ja, wie wir aus dem Früheren wissen, direct proportional dem benetzten Umfange (p) und der Länge (l) und umgekehrt proportional dem Querschnitte und dem Gefälle), so heisst nun die allgemeine Gleichung

$$g\frac{F}{p}\cdot\frac{h}{l} = e + av + bv^2 + cv^3 + \ldots.$$

Der Werth der Grösse e wird gefunden, wenn man in vorstehender Gleichung $v = 0$ setzt; es wird dann

$$g\frac{F}{p}\cdot\frac{h}{l} = e \quad \text{und} \quad \frac{pe}{gF} = \frac{h}{l} = \mu.$$

Dieses μ stellt also das Gefälle für den Fall $v = 0$ dar, d. h. die Neigung des Wasserspiegels, bei welcher das Wasser noch gerade in Ruhe bleibt. Denn sobald man die Cohäsion des Wassers zugibt, kann man dieses Gefälle nicht gleich Null setzen, wenn es auch noch so gering ist. Man sieht aber aus obiger Gleichung, dass der Werth μ von der Form und den Dimensionen des Gefässes abhängig ist; es gibt also einen Werth von $\frac{F}{p}$, bei welchem das Wasser aufhört zu laufen. Setzt man diesen kleinsten Profilradius $= r_0$, so kann man die Hauptgleichung auch schreiben, wenn $\frac{F}{p} = r_m$, $\frac{h}{l} = \varphi$:

$$g(r_m - r_0)(\varphi - \mu) = av + bv^2 + \ldots.$$

Da aber e und μ unendlich kleine Grössen sind, so kann ihr Product vernachlässigt werden und es bleibt

$$g r_m \varphi = g(r_m\mu + \varphi r_0) + av + bv^2 + \ldots.$$

woraus durch Vergleich mit der Hauptgleichung folgt

$$e = g(r_m \mu + \varphi r_0).$$

Bezüglich des zweiten Gliedes $= av$ ist zu beachten, dass für kleine Werthe von v die nachfolgenden Glieder der Gleichung unberücksichtigt bleiben können; es wird dann

$$g\frac{F}{p} \cdot \frac{h}{l} = e + av.$$

Werden dagegen die Geschwindigkeiten grösser, so sieht man, dass das dritte Glied bv^2 noch hinzuzunehmen ist; also

$$g\frac{F}{p} \cdot \frac{h}{l} = e + av + bv^2 = g(r_m \mu + \varphi r_0) + av + bv^2.$$

(Weitere Potenzen von v sind nicht erforderlich.)

Da aber der Werth von e gegen die übrigen Glieder sehr klein ist, so kann man ihn vernachlässigen und erhält schliesslich als allgemeine Formel:

$$g\frac{F}{p} \cdot \frac{h}{l} = av + bv^2.$$

Für Röhren ist $\frac{F}{p} = \frac{d}{4}$ und da $\frac{h}{l} = \varphi$, so wird sie für diesen Fall:

$$\frac{1}{4} g d \varphi = av + bv^2.$$

Die Coëfficienten a und b bestimmte Prony aus den Resultaten der von Couplet, Bossut und Dubuat herrührenden 51 Versuchen mittelst der Methode von Laplace zu

$a = 0{,}00017$ und $b = 0{,}003416$ (für Metermaass).

Setzt man diese Werthe ein, so lautet die Prony'sche Formel:

$$\frac{1}{4} g d \varphi = 0{,}00017\, v + 0{,}003416\, v^2.$$

Die nach dieser Formel gerechneten Geschwindigkeiten zeigen eine sehr zufriedenstellende Uebereinstimmung mit den beobachteten Geschwindigkeiten. Beide sind in Tabellen nebeneinander gestellt und graphisch aufgetragen.

Wenn es sich um gewöhnliche praktische Rechnungen handelt, bei welchen die Geschwindigkeiten nicht sehr klein sind, so kann man die Geschwindigkeit nach der vereinfachten Prony'schen Formel rechnen, bei welcher das Glied mit v unterdrückt ist:

$$v = 26{,}79 \sqrt{d \varphi}.$$

Eytelwein.

Die von Prony benutzten 51 Versuche waren vier Jahre vorher auch schon von einem deutschen Hydrauliker, nämlich von Eytelwein[1]), zur Ableitung einer Formel benutzt worden.

Hierbei setzte Eytelwein den Widerstand einfach proportional der Länge, dem Durchmesser und dem Quadrate der Geschwindigkeit, und umgekehrt proportional dem Querschnitte oder dem Quadrate des Durchmessers, also $= \frac{l d v^2}{d^2}$.

Da sich die Widerstände in zwei verschiedenen Rohren verhalten wie die ihnen entsprechenden Widerstandshöhen, oder

$$\frac{h'}{h_1'} = \frac{\frac{l d v^2}{d^2}}{\frac{l_1 d_1 v_1^2}{d_1^2}}, \quad \text{oder} \quad \frac{h' l_1 d_1 v_1^2}{d_1^2} = \frac{h_1' l d v^2}{d^2},$$

so wird

$$v_1^2 = \frac{l v^2}{d h'} \cdot \frac{d_1 h_1'}{l_1} \quad \text{und} \quad v_1 = v \sqrt{\frac{l}{d h'}} \cdot \sqrt{\frac{d_1 h_1'}{l_1}}.$$

Für alle richtig angestellten Versuche müssen nun die Werthe $v\sqrt{\frac{l}{d h'}}$ gleich oder wenigstens nahezu gleich sein, und Eytelwein berechnete aus den erwähnten Versuchsresultaten

$$v\sqrt{\frac{l}{d h'}} = 152{,}47 \text{ für Pariser Zoll,}$$

$$= 44{,}79 \text{ für rheinländ. Fuss,}$$

wodurch seine Formel

$$v = 44{,}79 \sqrt{\frac{d h'}{l}}$$

wird.

Da hierin unter h' die Widerstandshöhe der Reibung verstanden ist, so ist, wenn h die ganze Höhendifferenz zwischen Ober- und Unterwasser bedeutet, und $\frac{v^2}{\alpha^2}$ die durch die Contraction am Eintritte in das Rohr noch vergrösserte Geschwindigkeitsdruckhöhe, so ist

$$h' = h - \frac{v^2}{\alpha^2}.$$

1) Dr. Eytelwein, J. A., Handbuch der Mechanik fester Körper und der Hydraulik. 3. Auflage. Leipzig 1842.

Setzt man diesen Werth in die vorhergehende Formel ein, so wird

$$v = \sqrt{\frac{41{,}22\,h}{0{,}02\,\frac{l}{d} + 1}} = 6{,}42\sqrt{\frac{50\,d\,h}{l + 50\,d}} \text{ für rhn. Fuss.}$$

Später, nach dem Erscheinen des Prony'schen Werkes, schloss sich auch Eytelwein dem von Prony, bezw. Coulomb aufgestellten binomischen Ausdruck für den Widerstand in Röhren an, berücksichtigte aber auch hierbei, wie oben, die Contraction der Wasserfäden am Eintritt in die Röhre (was Prony nicht that).

Eytelwein entwickelt, in ähnlicher Weise wie Prony, eine allgemeine Theorie der Bewegung des Wassers in Röhren mit variablem Querschnitte, welche ihn schliesslich auf folgenden Ausdruck führt:

$$2\,g\,(q - q' + h) = \frac{F^2 - F_1^2}{F^2} \,.\, v^2 + 2\,g\,h'.$$

Darin bedeuten F und F_1 die Querschnittsflächen am Ein- und Auslauf, h ihren Höhenunterschied und h' die der ganzen Rohrlänge entsprechende Widerstandshöhe, q und q' die auf das Wasser am Ein- und Auslauf stattfindenden Drücke.

Dieser Ausdruck auf ein aus einem Behälter von constantem Querschnitte F abzweigendes Rohr mit ebenfalls constantem Querschnitte F_1 angewendet, wobei $q = q'$ gesetzt, gibt

$$2\,g\,h = \frac{F^2 - F_1^2}{F^2} \cdot \frac{v^2}{\alpha^2} + 2\,g\,h',$$

oder

$$2\,\alpha^2 g\,h = \left(1 - \frac{F_1^2}{F^2}\right) v^2 + 2\,\alpha^2 g\,h'.$$

Bei einem sehr weiten Behälter verschwindet aber F_1^2 gegen F^2 und $\frac{F_1^2}{F^2}$ kann $= 0$ gesetzt werden; und wenn überdies die Röhre eine beträchtliche Länge hat, so kann man den Widerstand, der von der Reibung des Wassers an den Wänden des Behälters herrührt, unberücksichtigt lassen und unter h' nur den dem Rohre selbst entsprechenden Druckhöhenverlust verstehen oder

$$h' = \frac{p\,l}{F_1}(a\,v + b\,v^2).$$

Es wird dann

$$2\,\alpha^2 g\,h = v^2 + 2\,\alpha^2 g \,.\, \frac{p\,l}{F_1}(a\,v + b\,v^2)$$

oder

$$\frac{F_1}{p\,l}\left(h - \frac{v^2}{2\,\alpha^2 g}\right) = a\,v + b\,v^2,$$

während Prony's Ausdruck $\frac{F_1\,h}{p\,l} = a\,v + b\,v^2$ lautete, wo offenbar das sehr wesentliche Glied $\frac{F_1\,v^2}{2\,\alpha^2 g\,p\,l}$ vernachlässigt ist. Der Mangel dieses Gliedes führt auf die ungereimte Folge, dass für $l = 0$ die Geschwindigkeit $v = \infty$ werden müsste, die doch alsdann $v = \alpha\sqrt{2\,g\,h}$.

Da $\frac{F}{p} = \frac{d}{4}$, so wird die obige Gleichung

$$\frac{d}{4\,l}\left(h - \frac{v^2}{2\,\alpha^2 g}\right) = a\,v + b\,v^2.$$

Für die unbekannten Coëfficienten a und b ergaben sich mittelst des Verfahrens von Laplace aus den schon benutzten Versuchsresultaten die Werthe

	für Pariser Zoll:	für preuss. Fuss:	für Meter:
$a =$	0,000022357912	0,0000022358	0,000022358,
$b =$	0,000007588182	0,000087784	0,0002803.

Unter Einsetzung der so gefundenen Werthe und Umformung der Formel wird

$$v = \frac{-1 + \sqrt{\left[l^2 + (5500546\,l + 378791834\,d)\frac{d\,h}{g}\right]}}{(245{,}96\,l + 16938\,d)\frac{1}{g}}$$

und für preussische Fuss:

$$v = \frac{-1 + \sqrt{[l^2 + (176017\,l + 12121336\,d)\,d\,h]}}{7{,}87\,l + 542\,d}.$$

Die nach dieser Formel gerechneten Geschwindigkeiten sind in einer Tabelle den beobachteten gegenüber gestellt, welche auch die Differenzen zwischen beiden, sowie die Verhältnisse dieser Differenzen zu den experimentellen Geschwindigkeiten enthält. Das grösste dieser Verhältnisse ist 11,7 Proc., 37 Werthe derselben liegen zwischen 12 und 3 Proc., die übrigen 14 zwischen 2 und 0 Proc. Die Uebereinstimmung ist also eine ziemlich gute.

Wird nicht die grösste Genauigkeit erfordert, so kann man den Coëfficienten $a = 0$ setzen und die Formel reduciren auf

$$\frac{d}{4\,l}\left(h - \frac{v^2}{2\,\alpha^2 g}\right) = b_1\,v^2,$$

für welche Eytelwein den Werth

$$b_1 = 0{,}00000965875 \text{ (für Pariser Zoll)}$$

angibt.

Es wird dann

$$v = 1{,}625\sqrt{\frac{g}{2}}\sqrt{\frac{54\,h\,d}{l + 54\,d}} = 6{,}42\sqrt{\frac{54\,h\,d}{l + 54\,d}}$$

für preuss. Fuss.

Die Eytelwein'sche Formel unterscheidet sich also von der Prony'schen nur durch die unter Berücksichtigung der Contraction am Einlauf in die Röhren gerechneten Coëfficienten a und b.

D'Aubuisson.

Diese letzteren Coëfficienten wurden später noch einmal der Gegenstand einer Untersuchung, nämlich derjenigen von D'Aubuisson de Voissins[1]). Auch dieser hielt den binomischen Ausdruck fest, indem er sagte:

Der Widerstand wächst ausser infolge der Dimensionenänderungen mit der Geschwindigkeit; je grösser diese ist, desto mehr Wassertheilchen müssen in gleicher Zeit von den Wänden losgerissen werden und desto schneller muss dies erfolgen, was nur durch erhöhten Kraftaufwand möglich ist. Dieser Widerstand wird also im quadratischen Verhältniss zur Geschwindigkeit stehen. Ausserdem verursacht noch die Klebrigkeit des Wassers einen Widerstand, der im Vergleiche zu dem ersteren um so bemerkbarer wird, je kleiner die Geschwindigkeit. Dubuat hatte diesen wichtigen Umstand bemerkt und Coulomb durch eine Reihe von Versuchen gefunden, dass er im einfachen Verhältniss zur Geschwindigkeit steht: Der Ausdruck für den Widerstand wird also:

$$\frac{p\,l}{F} \cdot a(v + b' v^2) = h - \frac{v^2}{2g}.$$

Bezüglich der Berücksichtigung der Contraction am Einlauf durch Eytelwein sagt d'Aubuisson, dass dieser Effect, der übrigens bei langen Leitungen unbemerkbar sei, schon in dem durch Versuche gefundenen Werthe von a liege. Sonach ist dieser der Contraction entsprechende Druckverlust zum Reibungswiderstand in der Leitung selbst gerechnet als gleichmässig auf die Länge der Leitung vertheilt anzusehen, was aber doch nicht statthaft ist. Die Eytelwein'sche Methode verdient deshalb jedenfalls den Vorzug, wenn auch zuzugeben ist, dass jener Fehler ein sehr geringfügiger ist.

Die Coëfficienten bestimmte d'Aubuisson unter hauptsächlicher Berücksichtigung der Couplet'schen Versuche (für grössere Durchmesser), welche eingesetzt die folgende Formel ergaben:

$$h - \frac{v^2}{2g} = 0{,}0003425\,\frac{p\,l}{F}\,(v^2 + 0{,}055\,v)$$

oder

$$h' = h - 0{,}051\,v^2 = 0{,}00137\,\frac{l}{d}\,(v^2 + 0{,}055\,v).$$

Auch d'Aubuisson lässt indess für grössere Geschwindigkeiten (über 0,60 m) die Unterdrückung des Gliedes mit v zu und erhält

$$h - 0{,}051\,v^2 = 0{,}001435\,\frac{l}{d}\,v^2;$$

$$\mathfrak{M} = 20{,}3\sqrt{\frac{h\,d^5}{l}}; \qquad d = 0{,}298\sqrt[5]{\frac{\mathfrak{M}^2\,l}{h}}.$$

1) D'Aubuisson de Voisins, J. F., Handbuch der Hydraulik. Deutsch von G. Th. Fischer. Leipzig 1835.

Dupuit.

Während Eytelwein und d'Aubuisson die Prony'sche Formel beibehielten und nur die Coëfficienten modificirten, ging Dupuit[1]) gleich von der monomen Formel $d\varphi = b_1 v^2$ aus und bestimmte den Coëfficienten zu $b_1 = 0{,}0015420$, woraus die Geschwindigkeit sich ergab:

$$v = 25{,}5\sqrt{d\varphi}.$$

Wir sehen aus dem Vorhergehenden, dass alle die seit Prony entstandenen Formeln, nur Modificationen der Prony'schen sind, und wenn wir im Folgenden die Coëfficienten für die beiden Formeln:

$$d\varphi = av + bv^2 \text{ und } d\varphi = b_1 v^2$$

zusammenstellen, so gibt:

	a	b	b_1	$k = \frac{v}{\sqrt{d\varphi}}$
Prony . .	0,0000693256	0,001393036	0,00139332	26,79
Eytelwein .	0,0000894316	0,0011212	0,00142736	26,47
D'Aubuisson	0,0000753500	0,0013700	0,00143500	26,40
Dupuit . .	—	—	0,00154200	25,46

Saint-Venant.

Ganz abweichend von der bisherigen Art ging M. Barré de Saint-Venant[1]) vor, indem er die Function $f(v)$, nach welcher der Widerstand von der Geschwindigkeit abhängig ist, nicht unter der Form des Binoms, sondern unter derjenigen des Monoms suchte, indem er setzte $f(v) = e v^m$, worin der Coëfficient e und der Exponent m die aus den (bisher benutzten) Versuchen zu bestimmenden Grössen sind. Die Bestimmung dieser letzteren erleichterte sich Saint-Venant durch die Anwendung der Logarithmen. Drückt man nämlich die Gleichung $e v^m = d\varphi$ durch Logarithmen aus, so wird sie dadurch eine lineare:

$$log\,e + m\,log\,v = log\,(d\varphi).$$

Diese stellt eine gerade Linie dar, deren Coordinaten durch die Variabeln $log\,(d\varphi)$ und $log\,\varphi$, deren Ordinate

1) Collignon, E., Cours de mécanique. II. T. Hydraulique. Paris 1870.

am Coordinatenanfang durch $log\, e$ und deren Neigungswinkel durch seine Tangente $= m$ dargestellt wird. — Die Discussion der Versuchsresultate und die Anwendung der analytischen Methoden führten Saint-Venant zu folgenden Werthen:

$$e = 0{,}0011820 \quad \text{und} \quad m = \frac{12}{7},$$

wodurch seine Formel die folgende wird:

$$d\,\varphi = 0{,}0011820\, v^{\frac{12}{7}}.$$

Diese unterscheidet sich also von den früheren dadurch, dass der Exponent von v, sowie der Coëfficient kleiner sind als in jenen.

Weisbach.

Bisher war das Versuchsmaterial immer dasselbe geblieben; erst durch Weisbach[1]) erhielt es eine Vermehrung zunächst um 11 Versuche. Während die älteren Versuche sich nur auf Geschwindigkeiten von 0,043 bis $1{,}930^{m}$ bezogen, experimentirte Weisbach mit Geschwindigkeiten bis zu $4{,}648^{m}$; die Weiten der Rohre waren allerdings meist kleine, sie hatten 33,71 und 275^{mm} Durchmesser.

Weisbach legte seinen Untersuchungen die monome Formel $d\frac{h}{l} = \frac{\zeta}{2g}.v^2$ zu Grunde, die also in unsere frühere übergeht, wenn man $\frac{\zeta}{2g} = b_1$ setzt; er fand aber, dass der Coëfficient ζ nicht constant sei, sondern mit zunehmender Geschwindigkeit abnähme, und zwar nach dem Gesetze $\zeta = \alpha + \frac{\beta}{\sqrt{v}}$, worin α und β zwei Constante. Diese letzteren bestimmt Weisbach mittelst der Methode der kleinsten Quadrate aus den 51 älteren Versuchen, elf eigenen und einem von Gueymard in Grenoble zu:

$$\alpha = 0{,}01439, \quad \beta = 0{,}0094711,$$

wodurch seine Formel sich folgendermassen gestaltet:

$$h' = \zeta\frac{l}{d}.\frac{v^2}{2g} = \left(0{,}01439 + \frac{0{,}0094711}{\sqrt{v}}\right)\frac{l}{d}\,\frac{v^2}{2g},$$

oder

$$d\,\varphi = \left(0{,}0007336 + \frac{0{,}0004828}{\sqrt{v}}\right)v^2.$$

Dass der Coëfficient von v^2 mit der Geschwindigkeit abnimmt, drückt wohl auch die Prony'sche (binomische) Formel aus, denn wir dürfen ja nur auf der rechten Seite v^2 heraussetzen, so wird dieselbe

$$d\,\varphi = \left(b + \frac{a}{v}\right)v^2.$$

Das Gesetz der Abnahme ist jedoch ein verschiedenes, indem Weisbach als Divisor des zweiten Gliedes $\sqrt{v}$ statt v bekam.

Weisbach, dem wir ausser den hierher gehörigen noch eine grosse Anzahl werthvoller Versuche verdanken, stellte später noch eine Reihe von Experimenten über den Durchfluss des Wassers bei sehr hohem Drucke[1]) an; wobei er diesen letzteren durch Quecksilbermanometer maass. Die hierbei erreichten Geschwindigkeiten betrugen bis über 20^{m}. Die benutzten Röhren waren Glas- und Messingröhren von 10,12 und $14{,}3^{mm}$ Durchmesser und eine Zinkblechröhre von $14{,}7^{mm}$. Da dieselben jedoch nicht lang genug waren, so mussten die Widerstandshöhen für Ein- und Ausmündung berücksichtigt, und von der Gesammtdruckhöhe, die gemessen wurde, in Abzug gebracht werden.

Aus der diese Versuche enthaltenden Tabelle entnehmen wir folgende Werthe:

Rohrgattung.	d_m in Centim.	l in Met.	h in Met.	ζ	v in Met.
Glasrohr	1,0251	2,018	17,08	0,01815	8,514
„	1,4302	1,706	17,071	0,018651	10,178
Messingrohr	1,0378	2,000	17,041	0,018659	8,637
„	1,028	0,685	17,047	0,017839	12,320
„	1,0378	2,000	103,578	0,01690	20,990
„	1,4336	2,981	17,005	0,017192	8,660
„	1,4336	2,981	103,578	0,014780	21,590
„	1,4268	0,8805	16,975	0,017352	12,398
Zinkblechr.	2,473	10,21	16,929	0,017904	6,243
„	2,473	10,21	9,938	0,018379	4,732
„	2,473	10,21	4,772	0,019622	3,191
„	2,473	—	16,760	0,016697	9,185

Man ersieht aus dieser Tabelle, sagt Weisbach, dass die Ausflusscoëfficienten ζ bei weiteren Rohren etwas kleiner sind, als bei engeren; sie nehmen also ausser mit der Geschwindigkeit auch mit wachsendem Durchmesser ab, jedoch weit langsamer. Uebrigens stimmen diese Werthe noch gut mit den Resultaten der Formel, da es sich eben nur um kleine Durchmesser handelt und die Formel vorwiegend solche berücksichtigt.

Auch Versuche bei sehr kleinem Drucke[2]) stellte

1) Weisbach, J., Ingenieur- und Maschinenmechanik. Braunschweig 1875.

1) Civilingenieur, Jahrg. 1859, S. 19 und 1863, S. 90.

2) Civilingenieur, Jahrg. 1864, S. 194.

Weisbach an, und zwar mit Röhren von sehr kleinem Durchmesser; es waren dies

Glasröhren . von 2,97 4,71 7,17 10,65 14,30^{mm},
Messingröhren „ 10,38 und 14,33^{mm},
Zinkblechröhren „ 32,268 24,799 24,99 und 24,95^{mm}
mittlerem Durchmesser.

Diese Versuche ergaben, dass der Reibungscoëfficient ausserordentlich gross ausfällt, wenn die Geschwindigkeiten sehr klein und die Röhren sehr eng sind. Für die engste Röhre von fast 3^{mm} Weite erreicht z. B. dieser Coëfficient $\zeta = 0{,}36$ (bei einer mittleren Geschwindigkeit von 0,073^{m}), während er nach der Formel gerechnet nur ca. 0,05 haben sollte. Diese Differenzen zwischen Versuch und Formel werden geringer, sowie die Röhren weiter und die Geschwindigkeiten grösser werden.

Man sieht also, dass für diese Verhältnisse die Formel nicht mehr zutrifft. Dagegen bestätigen diese Versuche den später von Hagen u. A. aufgestellten Satz, nach welchem der Widerstand in solchen Fällen der einfachen Geschwindigkeit proportional ist.

Bildet man nämlich aus den Angaben die Producte $\frac{d\varphi}{v}$, so findet man, dass dieselben bei den kleinen Durchmessern für die verschiedenen Geschwindigkeiten ziemlich constant bleiben, von einem Rohr zum andern jedoch mit wachsendem Durchmesser abnehmen. Auf Taf. XII sind die Werthe $\frac{d\varphi}{v}$ für die einzelnen Versuche graphisch aufgetragen; und ebenso auf Taf. XII^{a} deren Mittel $\left(\frac{d\varphi}{v} = a_1\right)$ als Ordinaten, die Durchmesser als Abscissen. Die hierdurch sich ergebende Curve entspricht (bis zu $d = 1{,}065^{cm}$) der Form nach ziemlich der Hagen'schen[1]) Annahme, nämlich $a_1 = \frac{\alpha}{d}$ und $\varphi = \frac{\alpha}{d^2} \cdot v$, worin α eine constante Zahl.

Je grösser aber bei jenen Versuchen die Geschwindigkeiten und Durchmesser wurden, um so grösser wurden auch die Werthe $\frac{d\varphi}{v}$, d. h. um so mehr kommt die zweite Potenz der Geschwindigkeit wieder zur Geltung, und wir sehen, dass der Linienzug 8 (in welchen allerdings die Zinkrohre alle zusammengenommen wurden) sich schon wieder dem Gesetze $\zeta = \alpha + \frac{\beta}{\sqrt{v}}$ unterordnet.

Die Aufstellung dieses Gesetzes durch Weisbach ist gewiss als eine Verbesserung (gegenüber dem Prony'schen) anzusehen, welche den kleinen Geschwindigkeiten besser Rechnung trägt, wenn sie auch den Rohrdurchmessern den gebührenden Einfluss noch nicht einräumt.

1) Siehe S. 197.

Zeuner.

Obiges Gesetz von Weisbach wird noch bestätigt durch die von Zeuner[1]) weiter fortgesetzten Versuche (bei geringem Drucke).

Das verwendete Rohr hatte 24,73^{mm} mittlere Weite, 10,323^{m} Länge und die Geschwindigkeiten betrugen für die 25 Versuche zwischen 0,1356 und 0,4287^{m}. Zeuner fand mittelst der Methode der kleinsten Quadrate für die Coëfficienten der Weisbach'schen Formel $\alpha = 0{,}013508$ und $\beta = 0{,}012785$ und unter Berücksichtigung der früheren 63 Versuche, somit auf Grund von 88 Versuchen

$$\alpha = 0{,}01432 \qquad \beta = 0{,}010327,$$

so dass die verbesserte Weisbach'sche Formel heisst:

$$h' = \left(0{,}01432 + \frac{0{,}010327}{\sqrt{v}}\right) \frac{l}{d} \cdot \frac{v^2}{2g}.$$

Auf Taf. XII sind die Werthe $\frac{d\varphi}{v}$ auch für diese Versuche aufgetragen und zeigen einen sehr regelmässigen Verlauf.

II. Neuere Formeln.

Den bisher benutzten Versuchen hafteten indess verschiedene Mängel an:

1. bezogen sich die meisten derselben nur auf kleine Rohrdurchmesser (nur ein einziger Versuch von Couplet hatte eine Rohrleitung von 0,49^{m} zur Grundlage, die aber schon alt und mit Niederschlägen im Innern bedeckt war);

2. waren alle Versuche derart angestellt, dass die Höhendifferenz zwischen dem Niveau des Ober- und Unterwassers, oder der Ausflussöffnung beobachtet wurde, so dass also die Bestimmung der Reibungswiderstandshöhe immer nur indirect durch Abzug der Druckverluste an der Ein- und eventuell Ausmündung erfolgen konnte;

3. ist einleuchtend, dass die älteren Versuche nicht mit der nöthigen Genauigkeit infolge Mangels der Hilfsmittel, wie sie der heutigen Technik zu Gebote stehen, ausgeführt sind und deshalb auch weniger zuverlässige Resultate liefern konnten;

1) Civilingenieur, Jahrg. 1855, S. 84.

4. zweifelte man auch daran, dass die Natur der Rohrwände so ganz ohne Einfluss auf die Bewegung des Wassers sein sollte.

Darcy.

Diese Mangelhaftigkeit der bisherigen Versuche war längst anerkannt und veranlasste die französische Regierung, den Ingenieur Darcy, nachdem derselbe seine Vaterstadt Dijon mit einer opulenten Wasserleitung versehen hatte, im Jahre 1849 zur Anstellung neuer, umfassender Versuche nach Paris zu berufen. Zu diesem Zwecke wurde in Chaillot bei Paris eine Versuchsstation eingerichtet, die mit den zweckmässigsten Vorrichtungen ausgestattet war.

Hier führte Darcy in den Jahren 1849 bis 1851 198 Versuche[1]) an 22 verschiedenen eigens dazu hergestellten Leitungen aus; es waren dies:

3	aus gezogenen eisernen Rohren	von	0,0122 0,0266 und $0,0395^{m}$ Durchm.,
3	„ bleiernen Rohren	„	0,014 0,027 „ $0,041^{m}$ „
4	„ asphaltirten Blechrohren	„	0,0268 0,826 0,196 und $0,285^{m}$ Durchm.,
1	„ Glasrohren	„	$0,04968^{m}$ und
11	„ gusseisernen Rohren	„	0,0359 (0,0364) 0,0795 (0,0801) $0,0819^{m}$,
		„	0,137 0,188 0,2432 (0,2447) 0,297 und $0,50^{m}$ Durchm.

Unter den letzteren waren auch drei, welche mit leichten Niederschlägen im Inneren bedeckt waren; es sind dies diejenigen mit den Durchmessern 0,0359, 0,0795 und 0,2432, welche nach ihrer Reinigung die oben in Klammern angegebenen Weiten ergaben. Die Leitungen hatten, mit Ausnahme der Glas- und Bleileitungen, alle 100^{m} Länge und darüber. Ihre Durchmesser wurden mit der grössten Genauigkeit bestimmt, bei den kleinen Calibern durch Anfüllen mit Wasser, bei den grossen durch directes kreuzweises Messen. Die Geschwindigkeiten wurden durch Messung der durchgeflossenen Volumina in Aichgefässen oder Bassins bestimmt, sie wurden bis zu 6^{m} pro Secunde gesteigert.

Damit keine Luftansammlungen stattfinden konnten, wurden die Rohre in eine sanfte Neigung in der Richtung der Strömung gelegt.

Während man früher, wie erwähnt, die Druckhöhe aus dem Niveauunterschiede zwischen Ober- und Unterwasser bestimmte, beobachtete Darcy den Seitendruck direct durch Piezometer. Dies waren entweder oben offene Glasröhren (für kleine Druckhöhen) oder Quecksilbermanometer. Der Druck wurde an fünf Stellen gemessen, nämlich erstens am Speisereservoir, dessen Niveau genau regulirt werden konnte, zweitens am Eintritt in das Rohr, drittens am Rohre in solcher Entfernung vom Einlauf, dass die Contraction keine Wirkung mehr haben konnte, viertens bei 50^{m} und fünftens bei 100^{m} Entfernung von diesem Punkte. Für die drei letzten waren jedoch die Piezometer unmittelbar neben einander aufgestellt (in der Nähe des vierten) und mit den betreffenden Punkten des Rohrstranges durch Leitungsröhren verbunden; hier konnte sofort das ganze zur Ueberwindung der Reibung (pr. 50 oder 100^{m}) verwendete Gefälle abgelesen werden. Mit der Beobachtung wurde erst begonnen, wenn der Beharrungszustand eingetreten war.

Indem nun Darcy die einzelnen Versuche unter sich verglich, erkannte er, dass der Zustand der Innenfläche einen merklichen Einfluss auf die Bewegung des Wassers ausübt; so ergaben die asphaltirten Rohre unter sonst gleichen Umständen viel grössere Wassermengen als die gusseisernen, ebenso die Glasrohre. Ferner zeigte sich, dass selbst ganz schwache Niederschläge, welche den Durchmesser nur unbedeutend verringerten, das Leitungsvermögen beeinträchtigten.

Der Einfluss der Durchmesser schien Darcy schon vorher durch die Prony'sche Formel nicht genügend in Rechnung gebracht zu sein. Aus einer Vergleichung von Rohren mit ziemlich gleicher Rauhheit ging denn auch hervor, dass solche mit grösseren Durchmessern bei gleichem Gefälle grössere Geschwindigkeiten, als solche mit kleineren zeigten. Darcy fand also seine Vermuthung dadurch bestätigt.

Dass Prony diesen Einfluss der Durchmesser nicht bemerkte, schreibt Darcy dem Umstande zu, dass sich die ihm zu Gebote stehenden Versuche auf Rohre meist kleinen Kalibers und von glatter Innenfläche und nur ein Versuch auf ein Rohr grossen Kalibers, aber mit von Niederschlägen bedeckten Wänden bezog, so dass sich die Widerstände compensirten.

Zur Untersuchung der Frage, ob die bekannte Relation $d\varphi = av + bv^2$ das Gesetz des Widerstandes ausdrückt, brachte er diese durch Division mit v auf die lineare Form $\frac{d\varphi}{v} = a + bv$, und indem er für die sämmtlichen Versuche die Werthe $\frac{d\varphi}{v}$ berechnete und graphisch auftrug, bekam er für die Gussrohre ziemlich genau

1) Darcy, H., Recherches expérimentales rélatives au mouvement de l'eau dans les tuyaux. Paris 1857.

gerade Linien[1]). Dabei zeigte sich, dass je mehr der Grad der Glätte der Rohrwand sich verminderte, der Coëfficient a um so kleiner wurde, d. h. das Verhältniss $\frac{d\varphi}{v^2}$ um so mehr constant wurde, und bei den alten mit Niederschlägen bedeckten Rohren war dies vollkommen der Fall. Für diese gilt also der monome Ausdruck $d\varphi = b_1 v^2$. Daraus schliesst Darcy, dass das Glied mit v^2 hauptsächlich den der Rauhigkeit der Wände entsprechenden Widerstand darstellt. Da aber bei allen Wasserleitungen sich die Rohre nach wenigen Jahren mit Niederschlägen bedecken, so folgt daraus, dass man für die Anwendung in der Praxis zu letzterer Formel greifen muss.

Darcy rechnete nun für die sämmtlichen Rohre die Coëfficienten a, b und b_1 der beiden Formeln $d\varphi = av + bv^2$ und $d\varphi = b_1 v^2$, sodann mit diesen die Geschwindigkeiten und relativen Fehler, wodurch er allerdings fand, dass die mittleren Fehler sich für die erste Formel kleiner ergaben, als für die zweite. Doch sind die Unterschiede nicht gross und für die Praxis wird deshalb immer die letztere ausreichen.

Indem nun Darcy acht Versuchsreihen auswählte, bei welchen die Rohre von ziemlich gleicher Rauhheit waren, fand er als Gesetz für die Abnahme des Coëfficienten b_1 den Ausdruck $b_1 = \alpha + \frac{\beta}{d}$, worin α und β constante Zahlen. Diese letzteren ergaben sich aus der

Rechnung zu: $\alpha = 0{,}001004$ $\beta = 0{,}00002544$,
graph. Construction zu: $\alpha = 0{,}001014$ $\beta = 0{,}00002588$,

so dass nun die Darcy'sche Formel lautet:

$$d\varphi = \left(0{,}001014 + \frac{0{,}00002588}{d}\right) v^2.$$

Diese Formel ist aber nur für neue Leitungen gültig und Darcy fügt deshalb als praktische Regel hinzu, dass man bei Bestimmung des Gefälles einer Leitung das aus der Formel erhaltene verdoppeln oder von einem gegebenen Gefälle nur die Hälfte in Rechnung ziehen solle, um so den Oberflächenveränderungen Rechnung zu tragen. Ausserdem aber soll man für etwaige Rohrverengungen durch Niederschläge je nach der Natur des Leitungswassers den gefundenen Durchmessern um so grössere Zuschläge geben, als die Rohre enger sind.

Darcy bestimmte nun auch für die erste Formel $d\varphi = av + bv^2$ aus obigen acht Versuchsreihen die Coëfficienten a und b zu

$$a = 0{,}000063270 + \frac{0{,}0000000300448}{d^2},$$

$$b = 0{,}000885878 + \frac{0{,}000024804}{d}.$$

Für Rohre mit kleinen Durchmessern und kleinen Geschwindigkeiten (unter $0{,}10^{\mathrm{m}}$) fand Darcy, dass das Glied mit v^2 verschwindet, beziehungsweise in das Glied mit v übergeht, und sein Coëfficient auch die Form $a_1 = \alpha_1 + \frac{\beta_1}{d}$ annehme, so dass die Formel lautet:

$$d\varphi = \left(\alpha_1 + \frac{\beta_1}{d}\right) v.$$

Die Zahlencoëfficienten werden angegeben zu:

$$\alpha_1 = 0{,}000057294 \quad \beta_1 = 0{,}000003004.$$

Umfassende Tabellen ergeben für alle Durchmesser von $0{,}01 - 1{,}00^{\mathrm{m}}$ die Coëfficienten a, b, a_1, b_1.

Darcy beschränkt sich auf diese Untersuchung eiserner Rohre und unterlässt es, auch für die übrigen von ihm angestellten Versuche Formeln oder Coëfficienten zu berechnen, da er meint, dass die asphaltirten und gezogenen Rohre sich ebenfalls mit der Zeit mit Niederschlägen bedecken werden. Er begnügt sich zu constatiren, dass die Blei- und Asphaltrohre bedeutend geringere Widerstände bieten, als die eisernen, was davon herrühren müsse, dass die adhärirende Wandschichte bei diesen viel dünner als bei den eisernen sei.

Dagegen beschäftigte sich Darcy eingehender mit den Gesetzen, durch welche die einzelnen Wasserfäden unter einander in Beziehung stehen. Zu diesem Zwecke stellte er auf folgende Weise Versuche an: Diametral durch das Versuchsrohr führte er vertical ein sehr dünnes Röhrchen, welches senkrecht darauf ein Ansatzröhrchen von 1^{mm} Weite trug und so eine Pitot'sche Röhre bildete. Diese Röhre konnte auf- und niedergeschoben werden, so dass das Ansatzröhrchen alle möglichen Stellungen im Durchmesser einnehmen konnte. Nach oben war diese Röhre durch eine Glasröhre verlängert, an deren Seite sich ein vom Versuchsrohre weggehendes Manometerrohr erhob, welches den Druck im Rohre anzeigte, während die Differenz der Ablesungen an den beiden Rohren die Geschwindigkeitshöhe ergab.

Mittelst dieses Apparates bestimmte Darcy für die Rohre von 0,188, 0,2432, 0,2447, 0,297 und $0{,}50^{\mathrm{m}}$ Durchmesser die Geschwindigkeiten im Centrum und in $^1/_3$ und $^2/_3$ des Radius Entfernung von diesem, welche ihm zeigten,

1) Bei den meisten der Rohre mit kleinen Durchmessern, besonders bei den gezogenen Eisenrohren, den asphaltirten Blech- und den Glasrohren, lassen diese Aufzeichnungen jedoch vom Coordinatenanfange weg eine Curve erkennen, die erst für grössere Geschwindigkeiten in eine Gerade übergeht. Es ist dies offenbar dieselbe Curve, wie wir sie bei Weisbach und Zeuner kennen lernten. Diese scheint sich um so mehr der Geraden zu nähern, je weiter die Rohre werden und je rauher ihre Innenfläche.

dass für verschiedene Gefälle φ, φ_1, φ_2 .... die Verhältnisse $\frac{c-u'}{\sqrt{\varphi}}$, $\frac{c_1-u_1'}{\sqrt{\varphi_1}}$ und $\frac{c_2-u_2'}{\sqrt{\varphi_2}}$ constant blieben, so dass sich die Beziehung zwischen der Achsengeschwindigkeit c und der Geschwindigkeit u an einem beliebigen Punkte sich ausdrücken lässt durch die Gleichung

$$c-u=k'\sqrt{\varphi}.$$

Ferner lehrten die Versuche, dass auch die Verhältnisse $\frac{c-u'}{r'^{3/2}}$, $\frac{c-u''}{r''^{3/2}}$ ... constant sind, worin $r'\,r''$ ... die Radien der Schichten mit den Geschwindigkeiten $u'\,u''$ ... bedeuten; es ergab sich also hieraus die weitere Beziehung $c-u=k_0\,r^{3/2}\sqrt{\varphi}$. Da aber der Coëfficient k_0 sich von einem Rohre zum andern mit dem Durchmesser ändert $\left(k_0\frac{d}{2}=k\right)$, so wird obige Beziehung allgemein:

$$c-u=\frac{k\,r^{3/2}\sqrt{\varphi}}{\frac{d}{2}}.$$

Differenzirt man diese Gleichung nach r so erhält man:

$$-\frac{du}{dr}=\frac{3}{2}\,\frac{k\,r^{1/2}\sqrt{\varphi}}{\frac{d}{2}},$$

welche Gleichung, zum Quadrate erhoben und mit $2\,r\,\pi$ multiplicirt, wird

$$2\,r\,\pi\left(\frac{d}{2}\cdot\frac{du}{dr}\right)^2=\frac{9}{2}\,k^2 r^2\varphi\,\pi$$

oder

$$\frac{2}{9\,k^2}\cdot 2\,r\,\pi\left(\frac{d}{2}\cdot\frac{du}{dr}\right)^2=r^2\pi\,\varphi.$$

Die rechte Seite dieser Gleichung ist proportional dem Gewichte des Flüssigkeitscylinders vom Radius r und die linke seinem Umfange; da diese Gleichung somit das Gleichgewicht dieses Cylinders darstellt, so ergibt sich aus derselben erstens, dass der Widerstand, welcher den inneren Bewegungen entspricht, proportional ist dem Quadrate der Neigung der Tangente an die Geschwindigkeitscurve; zweitens, dass in Rohren von verschiedenen Durchmessern für Punkte, die in gleichen Abständen vom Centrum liegen, immer die Producte des Radius mit der Tangente der Curve an den betreffenden Punkten gleich sind.

Bezeichnet man den Coëfficienten der inneren Reibung $\frac{2}{9\,k^2}$ mit ε, so sieht man aus der Gleichung $2\,r\,\pi\,\varepsilon\left(\frac{d}{2}\,\frac{du}{dr}\right)^2=r^2\pi\,\varphi$, dass für ein Rohr vom Radius gleich 1 und für einen Cylinder mit dem Radius r, welchem die Neigung der Tangente $\frac{du}{dr}=1$ entspricht, ε den Widerstand der relativen Verschiebung zwischen den in Contact befindlichen Schichten in der Zeiteinheit darstellt. Da nach den Versuchen $k=22{,}60$ sich ergab, so ist $\varepsilon=0{,}00174$.

Darcy macht also die innere Reibung von dem Rohrdurchmesser und der relativen Geschwindigkeit abhängig, während die ältere Theorie von Newton, welche auch von Navier, Poisson, Sonnet, Dupuit u. s. w. vertreten wurde, sie nur von der relativen Geschwindigkeit ableitet und sie in der Form darstellt:

$$2\,r\,\pi\,\varepsilon\left(-\frac{du}{dr}\right)=r^2\pi\,\varphi.$$

Darcy sagt hierzu, dass für ihn die Ansicht obiger Gelehrten wohl von grossem Gewichte gewesen sei, und dass er nur, gestützt auf die übereinstimmenden Resultate der mit der grössten Sorgfalt ausgeführten Versuche, es gewagt habe, davon abzugehen. Die Newton'sche Hypothese sei indess auf dem vollständigen Parallelismus der Wasserfäden basirt, welche Annahme jedoch nie ganz zutreffe, da immer wirbelnde und schwingende Bewegungen auftreten. Sie führte deshalb auch auf Ausdrücke, welche durch die Erfahrung nicht bestätigt werden, die vielmehr mit der Wirklichkeit in Widerspruch stehen.

Aus der obigen Fundamentalgleichung leitete Darcy weiter die folgenden Ausdrücke ab:

Für $r=\frac{d}{2}$ wird $u=w$ gleich der Wandgeschwindigkeit und

$$c-w=k\sqrt{\frac{d}{2}}\sqrt{\varphi};$$

aus dieser und der ersteren ergibt sich

$$c-u=\frac{r^{3/2}}{\left(\frac{d}{2}\right)^{3/2}}(c-w)$$

oder

$$u=c-\frac{r^{3/2}}{\left(\frac{d}{2}\right)^{3/2}}(u-w).$$

Die mittlere Geschwindigkeit $=v$ erhält man aus:

$$\frac{d^2\pi}{4}\,v=\int_0^{\frac{d}{2}}\left[c-\frac{r^{3/2}}{\left(\frac{d}{2}\right)^{3/2}}(c-w)\right]2\,r\,\pi\,dr$$

zu

$$v=c-\frac{4}{7}(c-w)=\frac{3\,c+4\,w}{7}.$$

Die Entfernung des Fadens mit der mittleren Geschwindigkeit v vom Centrum wird

$$r = \left(\frac{4}{7}\right)^{2/3} \frac{d}{2} = 0{,}689 \frac{d}{2}.$$

Ausser durch Tabellen hat Darcy diese Versuche auch graphisch dargestellt, indem er senkrecht auf die Durchmesser die Geschwindigkeiten auftrug. Die den obigen Formeln entsprechenden Geschwindigkeitscurven construirt er mittelst der Tangenten.

Dividirt man nämlich die Gleichung

$$\frac{du}{dr} = -\frac{3}{2} k \frac{r^{1/2}}{\frac{d}{2}} \sqrt{\varphi}$$

durch die Gleichung

$$c - u = \frac{k r^{3/2}}{\frac{d}{2}} \sqrt{\varphi},$$

so ergibt sich

$$\frac{\frac{du}{dr}}{c - u} = -\frac{3}{2} \frac{1}{r}$$

und hieraus die Neigung der Tangente an einem beliebigen Punkte:

$$\frac{du}{dr} = -\frac{3}{2} \frac{c - u}{r},$$

an der Wand

$$\frac{du}{dr} = -\frac{3}{2} \frac{c - w}{\frac{d}{2}},$$

am Punkte der mittleren Geschwindigkeit

$$\frac{du}{dr} = -\frac{3}{2} \frac{c - v}{0{,}689 \left(\frac{d}{2}\right)}.$$

Interessant sind noch die Versuche, welche Darcy mittelst eines, dem oben angeführten, ähnlichen Apparates anstellte, indem er damit in einem Rohre von $0{,}188^{\text{m}}$ Durchmesser eine sehr starke centrale Impulsion erzeugte. Der Druck auf die Ausflussöffnung (von $0{,}03^{\text{m}}$) betrug dabei $20{,}206^{\text{m}}$, wodurch eine Ausflussgeschwindigkeit von $19{,}87^{\text{m}}$ entstehen musste. Diese hatte jedoch auf die mittlere Geschwindigkeit im Rohre, die $0{,}346^{\text{m}}$ betrug, so gut wie keine Wirkung; es scheint also die Cohäsion des Wassers dem Einflusse selbst sehr grosser Geschwindigkeiten zu widerstehen.

Levy.

Die Versuche von Darcy verfehlten nicht, die Aufmerksamkeit verschiedener Hydrauliker zu erregen und zu weiterer Forschung anzuspornen: Von diesen ist zunächst Maurice Levy[1]) zu nennen, welcher eine neue Theorie der inneren Reibung aufstellte.

Während nämlich die Navier (Newton)'sche Theorie diese Reibung zweier Flüssigkeitstheilchen nur als Function der relativen Geschwindigkeit, die Darcy'sche sie als Function des Quadrates dieser letzteren mal dem Quadrate des Rohrdurchmessers darstellt, findet Levy, ohne sich dabei auf Hypothesen zu stützen, durch eine theoretische Betrachtung der Bewegung eines elementaren Parallelepipeds, dass diese Reibung eine Function der absoluten und der relativen Geschwindigkeit sei.

Indem er weiter den durch die Versuche von Bazin an rechteckigen Röhren bestätigten Satz benutzt, dass, welches auch die Form des benetzten Umfanges eines Wasserlaufes mit geradlinigen und parallelen Fäden sei, die Curven gleicher Geschwindigkeiten (Isotacheen) nothwendig parallel oder äquidistant seien, gelangt er zu der Formel

$$f(u) - f(u_0) = \gamma \varphi \int_0^n r_m \, dn = \gamma \varphi \left[\frac{1}{4}(n - n_0)^2 + \frac{2\varepsilon}{p_0}(n - n_0) + \left(\frac{F_0}{\varepsilon} - \frac{p_0^2}{2\varepsilon^2}\right) \log n \frac{p_0 + \varepsilon(n - n_0)}{p_0}\right].$$

Es ist nämlich

$$r_m = \frac{F}{p} = \frac{F_0 + p_0(n - n_0) + \frac{1}{2}\varepsilon(n - n_0)}{p_0 + \varepsilon(n - n_0)}.$$

F und F_0 die von zwei Isotacheen umschlossene Fläche,
p und p_0 deren Umfänge,
u und u_0 die denselben entsprechenden Geschwindigkeiten,
n und n_0 die normale Entfernung dieser Isotacheen von einer festen,
ε die Differenz der Winkel, welche die Normalen auf die Enden der Isotacheen mit einer festen Achse bilden.

Für einen kreisförmigen Querschnitt werden die Isotacheen Kreise; macht man ferner $n_0 = 0$, so stellt u_0 die Achsengeschwindigkeit $= c$ dar, F_0, p_0 und ε werden ebenfalls $= 0$ und obige Gleichung wird einfach:

$$f(u) - f(c) = \gamma \varphi \frac{n^2}{4} = \gamma \varphi \frac{r^2}{4},$$

1) Théorie d'un courant liquide à filets rectilignes et parallèles de forme transversale quelconque par M. Maurice Levy. Annales des ponts et chaussées 1867.

Ferner: Rapport sur un Mémoire de M. Maurice Levy, relatif à l'hydrodynamique des liquides homogènes, particulièrement à leur écoulement rectiligne et permanent. Comptes rendues 1869, S. 582.

wenn statt n der Radius der betreffenden Isotacheen gesetzt wird.

Um nun die Art der Function $f(u)$ festzustellen, nimmt Levy die (Seite 186) erwähnten Versuche von Darcy zu Hilfe, aus welchen er fand:

$$f(u) = b\,u^2,$$

so dass die letzte Gleichung nun

$$b\,(c^2 - u^2) = \gamma\,\varphi\,\frac{r^2}{4}$$

wird.

Hierin ist b ein Coëfficient, der nach den Versuchen:

$$b = k\sqrt{r} = 0{,}0947\sqrt{r}.$$

Durch Einsetzen des letzteren Werthes erhält Levy:

$$c^2 - u^2 = a\,\varphi\,r^{3/2} = 2640\,\varphi\,r^{3/2}.$$

Differenzirt man diese Gleichung nach r, so ergibt sich:

$$-\,2\,u\,\frac{du}{dr} = \frac{3}{2}\,a\,\varphi\,r^{1/2}$$

und durch Umformung

$$-\frac{2}{3\,a}\,.\,2\,r\,\pi\,.\,r^{1/2}\,u\,\frac{du}{dr} = r^2\,\pi\,\varphi.$$

Während also Levy auf rein theoretischem Wege fand, dass die innere Reibung nur proportional sei dem Producte aus der absoluten und relativen Geschwindigkeit, zeigt sich aus den Versuchen der weitere Factor $r^{1/2}$. Diesen Factor erklärt Levy als einen Correctionscoëfficienten, welcher daher kommt, dass die Bewegung der Wasserfäden nicht gerade, sondern krummlinig sei und dies um so mehr, je grösser r sei. Es sei dies ganz ähnlich dem Falle des Ausflusses aus Oeffnungen in dünner Wand, wo man auch statt der Oeffnung, die durch den Contractionscoëfficienten reducirte Oeffnung substituirt.

Die mit der Fundamentalgleichung $c^2 - u^2 = a\,\varphi\,r^{3/2}$ gerechneten Geschwindigkeiten stimmen sehr gut mit den Darcy'schen Versuchen.

Nun erst führt Levy die äussere Reibung, d. h. die an der Wand ein. Diese ist gleich und entgegengesetzt der Reaction, welche die Flüssigkeit selbst auf diese Wand ausübt, oder gleich der Kraft, mit welcher die Flüssigkeit die Wand mit fortzunehmen sucht. Diese ist nun offenbar proportional dem Quadrate der Geschwindigkeit an der Wand und dem mit einem Rauhheitscoëfficienten α multiplicirten Umfange oder

$$w^2 = \alpha\,\frac{d}{2}\,\varphi.$$

Levy überzeugt sich nun mittelst der Versuche von Darcy, dass die Quotienten $\frac{w^2}{\varphi}$ für einen Durchmesser, ebenso wie die $\frac{w^2}{d\,\varphi}$ für ein und dieselbe Art von Rohren constant bleiben. Der Coëfficient α ergibt sich hierbei

für Gussrohre m. Niederschl. zu	$\alpha = 402$,	$\frac{1}{\alpha} = 0{,}00248$,
„ gereinigte Gussrohre	.	1054	0,000948,
„ gut „ „	.	1094	0,000914,
„ neue „	.	1368	0,000731.

Die mittlere Geschwindigkeit (v) bestimmt sich nun aus

$$v = \frac{2}{\frac{d^2}{4}}\int_0^{\frac{d}{2}} u\,r\,dr$$

durch Einsetzen des Werthes von u aus der Gleichung

$$c - u = \frac{a\,\varphi\,r^{3/2}}{c + v},$$

welche man erhält, wenn man in der Fundamentalgleichung das eine u durch v ersetzt. Es ergibt sich

$$v = c - \frac{4\,a\,\varphi\left(\frac{d}{2}\right)^{3/2}}{7\,(c + v)}$$

oder

$$c^2 - v^2 = \frac{4}{7}\,a\,\varphi\left(\frac{d}{2}\right)^{3/2}$$

und hieraus die Entfernung des Fadens mit der Geschwindigkeit v

$$r = \left(\frac{4}{7}\right)^{2/3}\frac{d}{2} = 0{,}689\,\frac{d}{2},$$

also die nämliche, wie sie Darcy gefunden hat.

Die Geschwindigkeit an der Wand wird erhalten aus

$$c^2 - w^2 = a\,\varphi\left(\frac{d}{2}\right)^{3/2},$$

aus dieser Gleichung und der obigen ergibt sich

$$c^2 - v^2 = \frac{4}{7}\,(c^2 - w^2)$$

und

$$v^2 = \frac{3\,c^2 + 4\,w^2}{7},$$

während Darcy erhielt

$$v = \frac{3\,c + 4\,w}{7}.$$

Weiter erhält man

$$v^2 - w^2 = \frac{3}{2}\,a\,\varphi\left(\frac{d}{2}\right)^{3/2},$$

da aber

$$w^2 = \alpha\,\frac{d}{2}\,\varphi,$$

so wird

$$v^2 = \frac{d}{2}\,\varphi\left(\alpha + \frac{3}{7}\,\alpha\sqrt{\frac{d}{2}}\right)$$

und da $\alpha = 2640$

$$v^2 = \frac{d}{2}\,\varphi\left(\alpha + 1131\sqrt{\frac{d}{2}}\right).$$

Levy wendet nun auch diese Formel auf die Versuche an und untersucht, ob der Ausdruck $\frac{v^2}{\varphi}$ unabhängig vom Gefälle ist, und ob $\frac{2\,v^2}{d\,\varphi} - 1131\sqrt{\frac{d}{2}}$ für gleichartige Rohre constant bleibt und den schon früher gefundenen Werth α gibt.

Da sich mit dieser Formel, deren Coëfficienten auch nur die erste Annäherung darstellen sollen, einige Differenzen ergeben, so werden dieselben modificirt, so dass, während ursprünglich der Coëfficient α nur der äusseren Reibung und $\frac{3}{7}\,\alpha = \beta$ nur der inneren Reibung entsprechen sollte, nun der letztere auch zum Theil abhängig wird von der äusseren Reibung.

Die schliesslich gefundenen Coëfficienten sind:

für Rohre mit Niederschlägen $\alpha = 420$ $\beta = 1261$,
„ neue Gussrohre . . . $\alpha = 1325$ $\beta = 1325$,

und die definitive Levy'sche Formel lautet somit:

für den ersten Fall

$$\left(\frac{v}{20{,}5}\right)^2 = \frac{d}{2}\,\varphi\left(1 + 3\sqrt{\frac{d}{2}}\right)$$

oder

$$v^2 = d\,\varphi\,(210{,}125 + 445{,}74\sqrt{d}),$$

für den zweiten Fall

$$\left(\frac{v}{36{,}4}\right)^2 = \frac{d}{2}\,\varphi\left(1 + \sqrt{\frac{d}{2}}\right)$$

oder

$$v^2 = d\,\varphi\,(662{,}5 + 468{,}44\sqrt{d}).$$

Nach diesen beiden Formeln rechnete nun Levy die Versuche von Darcy für neue und mit Niederschlägen bedeckte Rohre nach und vergleicht die gemessenen Geschwindigkeiten mit den nach seinen und nach den Darcy'schen Formeln gerechneten. Hieraus ersieht man, dass die Levy'sche Formel ausser bei den Rohren mit sehr kleinen Durchmessern sich den Versuchsresultaten besser anschliesst, als die Darcy'sche; sie verdient ausserdem, da sie nicht rein empirisch abgeleitet ist, sondern eine theoretische Begründung hat, mehr Vertrauen als die Darcy'sche, wenn auch andererseits nicht zu verkennen ist, dass die letztere für Rohre mit kleinem Durchmesser besser zutrifft.

Gauchler.

Auf Grund der Darcy'schen Versuche stellte ferner Gauchler[1]) als Resultat langer, mühevoller Untersuchungen eine neue Formel auf, in welcher er den verschiedenen Materialien und Rauhheitsgraden der Rohrwände Rechnung trägt. Er wählte 56 Versuche aus und untersuchte die Variationen, welche die verschiedenen Potenzen der Gefälle, Durchmesser und Geschwindigkeiten erfuhren. Ausgehend von der theoretischen Formel

$$f(v) = d\sqrt{\varphi}$$

gelangte er zu der Formel:

$$\sqrt{v} + \frac{1}{4}\,d\sqrt[4]{v} = \alpha\sqrt[3]{d}\sqrt[4]{\varphi},$$

worin α ein von der Natur der Rohrwand abhängiger Coëfficient ist, der

für neue gusseiserne Rohre . zu 6,625,
„ mit Niederschlägen bedeckte „ 5,5,
„ asphaltirte Blechrohre . . „ 7,0,
„ gezogene eiserne . . . . „ 6,4,
„ bleierne . . . . „ 7,0,
„ Glasrohre . . . . . . „ 6,7

angegeben wird.

Im Gegensatze zu Darcy behauptet Gauchler, dass das Gesetz der Bewegung des Wassers dasselbe sei für kleine, wie für grosse Geschwindigkeiten, und dass seine Formel allgemein gültig sei. Für die Anwendung in der Praxis schlägt er den Coëfficienten $\alpha = 5{,}5$ vor, weil die Rohre sich doch mit der Zeit mit Niederschlägen bedecken. Die Formel, die übrigens eine bemerkenswerthe Uebereinstimmung mit den Versuchen zeigen soll, ist aber wohl für die Praxis nicht bequem genug.

Hagen.

Eine weitere Bearbeitung fanden die Darcy'schen Versuche durch Hagen,[2]) der schon früher eine Formel aufgestellt hatte und dabei die Temperatur des Wassers zuerst in Rechnung zog.

Hagen ging von der Ansicht aus, dass der Widerstand weder von der Natur der Wandung, noch vom Durchmesser abhängig ist. Er scheidet aus den Darcy'schen Versuchen einige aus dem Grunde aus, weil die betreffenden Rohre keine vollkommen cylindrische Form besassen. Es sind dies die gezogenen Eisenrohre, die

1) Mémoire über: Gauchler, Th., Études théoriques et pratiques sur l'écoulement et le mouvement des eaux. Comptes rendues 1867, S. 818. (Die Abhandlung selbst war mir leider nicht zugänglich. Der Verf.)

2) Hagen, G., Ueber die Bewegung des Wassers in cylindrischen, nahe horizontalen Leitungen. Berlin 1870.

Asphalt- und Glasrohre und die mit Niederschlägen versehenen gusseisernen. Auffallenderweise verwirft er aber von den gezogenen Rohren, bei welchen infolge des Walzprocesses die Schweissnaht eine Unregelmässigkeit der cylindrischen Form zur Folge haben soll, nur die zwei engeren, behält aber das dritte bei. Da aber die Abweichung von der cylindrischen Form doch nur eine Verminderung der Leitungsfähigkeit zur Folge haben kann, die Versuche aber zeigen, dass die asphaltirten Rohre kleinere Widerstände bieten, als die eisernen, so scheint es schwer verständlich, dass sie wegen ihrer Form zu verwerfen sind.

Für die so übrig gebliebenen zwölf Versuchsreihen mit 87 Beobachtungen untersucht nun Hagen, welche der drei gebräuchlichen Relationen $\varphi = k v^{\varkappa}$, $\varphi = m v + n v^2$ und $\varphi = n' v^2$ am besten entspricht und findet, dass der zweite (binomische) Ausdruck die kleinste Summe der Fehlerquadrate ergibt. Für diesen berechnet er die wahrscheinlichsten Werthe der Coëfficienten m und n, welche er nun weiter betrachtet. Indem er den letzteren, n für alle Reihen, mit dem Durchmesser multiplicirt, findet er, dass diese Producte ($n d = b'$) für die sämmtlichen Versuche mit sehr grosser Wahrscheinlichkeit (?) eine constante Zahl darstellen. Das zweite Glied wird infolge dessen $n v^2 = \frac{b' v^2}{d}$. Dies ist nun vollständig zuwiderlaufend dem Resultate der Darcy'schen Untersuchung, der seine Coëfficienten b' variabel mit dem Durchmesser fand (das b' der Darcy'schen Formel entspricht eben dem nd der Hagen'schen). Würde also das erste Glied mit v vernachlässigt, so stellte sich seine Gleichung $d\varphi = b' v^2$, worin aber b' eine constante Zahl bedeutet.

Bezüglich des ersten Gliedes mit v, sagt Hagen, zeigten seine früheren Untersuchungen, die insofern entscheidender waren, als er sehr enge Röhren benutzt hatte, dass dasselbe die zweite Potenz des Durchmessers zum Divisor hatte. Auch die vorliegenden Beobachtungen ergäben dasselbe Resultat, sobald man den ersten Versuch (Bleirohr von $0{,}014^{\mathrm{m}}$ Durchmesser) wegliesse. Hagen unterlässt es jedoch, die Producte $m d^2 = a'$, die wieder eine Constante geben sollen, aufzuführen. Das erste Glied wird also $m v = \frac{a'}{d^2} \cdot v$; gegen dieses wird das zweite verschwinden, sobald d sehr klein; und der Ausdruck wird dann $\varphi = \frac{a'}{d^2} \cdot v$, ein Ausdruck, den Hagen schon früher für sehr kleine Rohrdurchmesser gefunden hatte, in welchem aber der Coëfficient a' in hohem Grade von der Temperatur abhängig ist. Es ist dies derselbe Ausdruck, den später auch Poiseuille (für Haarröhrchen) und Neumann ableiteten und den wir auch früher bei den Weisbach'schen Versuchen bestätigt fanden. Die Hagen'sche Formel lautet nun

$$\varphi = \frac{a'}{d^2} \cdot v + \frac{b'}{d} \cdot v^2,$$

worin a' ein von der Temperatur abhängiger Factor $= 0{,}000005871 - 0{,}000000267\,\tau + 0{,}00000000735\,\tau^2$ (τ in R^0.) und b' eine Constante $= 0{,}0012017$ ist.

Die beiden Factoren, wie sie sich aus den 87 Beobachtungen ergaben, waren wohl ursprünglich $a' = 0{,}000005336$ und $b' = 0{,}0011193$. Da aber von Darcy die Temperaturen nur in wenig Fällen angegeben waren, so nahm Hagen eine mittlere Temperatur von 10^0 an, rechnete nach seiner früheren Formel den Coëfficienten a' und corrigirte darnach b'.

Nach obiger Formel rechnete nun Hagen aus den Werthen von v und d der 87 Beobachtungen die Werthe für das Gefälle φ und stellte sie den gemessenen gegenüber. Wie vorauszusehen, ist die Uebereinstimmung zwischen Rechnung und Versuch keine besonders gute. Die relativen Fehler $\frac{\varphi - \varphi'}{\varphi}$ sind bei den meisten Reihen entweder alle positiv oder alle negativ und wachsen bis zu 68 Proc. (Bleirohr von 0,014). Der mittlere wahrscheinliche Fehler stellt sich auf nahezu 10 Proc.

Schliesslich giebt Hagen noch zu, dass für die gewöhnlichen Fälle der Praxis das erste Glied mit v vernachlässigt werden könne und der Ausdruck $d\varphi = 0{,}0012017\,v^2$ genüge, oder für den Durchmesser ausgedrückt

$$d = 0{,}287 \sqrt[5]{\frac{\mathfrak{M}^2}{\varphi}}.$$

Vergleicht man noch die allgemeine Hagen'sche Formel mit derjenigen Darcy's

$$\text{Hagen:} \quad d\varphi = \frac{a'}{d} \cdot v + b' v^2,$$

$$\text{Darcy:} \quad d\varphi = \left(\alpha' + \frac{\beta'}{d^2}\right) v + \left(\alpha + \frac{\beta}{d}\right) v^2,$$

so sieht man, wie wenig man berechtigt ist, von einer Berücksichtigung des Durchmessers in dem Widerstandscoëfficienten der Hagen'schen Formel reden zu können, denn das zweite Glied, das ja hauptsächlich den Widerstand darstellt, hat einen constanten Factor.

Lampe.

Dass die Hagen'sche Formel das allgemeine Gesetz der Wasserbewegung in Röhren nicht darstellt, sondern nur als Interpolationsformel zu betrachten ist, weist auch

Dr. Lampe[1]) nach, indem er sie anwendet auf Versuche von Poiseuille und Jacobson. Die aus diesen, sowie den an der Prangenauer Leitung gemachten Versuchen abgeleiteten Coëfficienten a' und b', welche (bei derselben Temperatur) constante Zahlen sein sollen, ergeben sich für jeden Fall verschieden.

Die Abweichung derselben von den von Hagen aufgestellten Coëfficienten ist so gross, „dass man dieselbe nicht etwa durch Ungenauigkeit in der Messung des Radius erklären könnte", schreibt Lampe.

Die von Dr. Lampe aus den Prangenauer Versuchen für die Hagen'sche Formel erhaltenen Coëfficienten sind $a' = 0{,}000061341$, $b' = 0{,}00079332$, während die Hagen'schen (bei 10^0 R.) $a' = 0{,}000003936$, $b' = 0{,}001202$ waren. Mittelst dieser neuen Coëfficienten rechnete Lampe für zwei Versuche von Darcy (für gusseiserne Röhren von $0{,}188^{\text{m}}$ und $0{,}5006^{\text{m}}$ Durchmesser) die Gefälle φ nach und vergleicht sie mit den nach Hagen gerechneten. Dabei zeigte sich, dass beim ersten Versuche die relativen Fehler $\frac{\varphi' - \varphi}{\varphi}$ nach den Hagen'schen Coëfficienten geringer sind, als nach den Lampe'schen, während beim zweiten Versuche das Umgekehrte der Fall ist. Der Grund liegt offenbar darin, dass diese (Lampe's) Coëfficienten eben für ein nahezu gleich weites Rohr (Prangenauer Leitung $d = 0{,}418^{\text{m}}$) gerechnet sind. Da sie aber für den kleineren Durchmesser nicht mehr stimmen, so geht daraus hervor, dass jene Coëfficienten eben nicht constant genommen werden können, sondern mit dem Durchmesser variiren müssen.

Dies veranlasste Dr. Lampe, die an der Prangenauer Leitung angestellten Beobachtungen noch auf die Hypothesen $\frac{\varphi}{v} = m + nv$ und $\frac{\varphi}{v} = m'v^z$ anzuwenden, und erhält er für die erste $m = 0{,}0010995$, $n = 0{,}00018673$ und die Summe der Fehlerquadrate $= 0{,}000000001007$; für die zweite Hypothese $m' = 0{,}0027716$, $z = 0{,}80186$ und die Summe der Fehlerquadrate $= 0{,}0000000006968$.

Die letztere Form schliesst sich also den Beobachtungen besser an.

Indem nun Lampe nach Hagen annimmt, dass m' der 1,25. Potenz des Durchmessers proportional sei, bekommt er als neue Formel:

$$\varphi = 0{,}0007555 \frac{v^{1,802}}{d^{1,25}}.$$

Die nach derselben berechneten relativen Fehler $\frac{\varphi - \varphi'}{\varphi}$ für obige beiden Rohre zeigen wohl bessere Uebereinstimmung als die nach der Hagen'schen Formel (mit den Lampe'schen Coëfficienten) berechneten, aber man sieht, dass dieselben in beiden Fällen mit zunehmender Geschwindigkeit continuirlich wachsen.

Auf zwei weitere Darcy'sche Versuche angewendet, ergibt die neue Lampe'sche Formel folgende Resultate:

Neue gusseiserne Röhre: $d = 0{,}0819$.

v	φ	φ'	$\varphi - \varphi'$	$\frac{\varphi - \varphi'}{\varphi}$
0,358	0,00232	0,00271	— 0,00039	— 0,168
0,561	0,00531	0,00608	— 0,00077	— 0,145
0,791	0,01020	0,01130	— 0,00110	— 0,108
1,185	0,02255	0,02341	— 0,00086	— 0,038
1,418	0,03208	0,03236	— 0,00028	— 0,009
1,571	0,04042	0,03892	+ 0,00150	+ 0,037
2,453	0,09547	0,08889	+ 0,00658	+ 0,069
2,487	0,09904	0,08905	+ 0,00999	+ 0,101
2,720	0,11978	0,10464	+ 0,01514	+ 0,126
3,238	0,16807	0,14327	+ 0,02480	+ 0,147
3,265	0,17072	0,14543	+ 0,02529	+ 0,148

Gebrauchte gusseiserne Röhre: $d = 0{,}0364$.

v	φ	φ'	$\varphi - \varphi'$	$\frac{\varphi - \varphi'}{\varphi}$
0,188	0,00180	0,002338	— 0,000538	— 0,299
0,387	0,00651	0,008431	— 0,001931	— 0,297
0,601	0,01441	0,018985	— 0,004575	— 0,318
0,892	0,03018	0,038673	— 0,008493	— 0,281
1,034	0,03966	0,050469	— 0,015039	— 0,379
1,126	0,04650	0,058849	— 0,012349	— 0,266

Nach dem zweiten Beispiel zu schliessen, bei welchem die Differenzen ziemlich gross und nur nach einer Seite hin (negativ) sich zeigen, dürfte die Formel für kleine Rohrdurchmesser nicht zu verwenden sein.

1) Civilingenieur 1873, S. 1.

III. Die neuesten Versuche.

Die grosse Anzahl der so entstandenen Formeln, von denen die meisten nur innerhalb gewisser Grenzen, für welche sie eben gerechnet waren, zu brauchen sind, veranlasste infolge der ungenügenden Uebereinstimmung derselben unter sich, und der Ungewissheit, welche von ihnen bei Berechnungen zu benutzen seien, auf Anregung

des Hamburger Architekten- und Ingenieur-Vereins den Verband deutscher Architekten- und Ingenieurvereine, sich der Sache anzunehmen und durch eine Anfrage bei den Einzelvereinen Erfahrungsresultate durch Versuche an bestehenden und neuen Leitungen zu gewinnen, zu sammeln und auf diesem Wege eine eventuelle Correctur der gebräuchlichsten Rechnungsmethoden anzubahnen.

Diese Correctur erschien um so wichtiger, da jene Methoden auf Resultaten basiren, welche grösstentheils aus Versuchen an durchweg ziemlich engen und nahezu reinen Leitungen gewonnen wurden, sonach in ihren Formeln den Einfluss der im Inneren eintretenden successiven Oberflächenveränderung nicht zum Ausdruck gebracht haben.

Die Folge jener Aufforderung war denn auch, dass an verschiedenen Orten Messungen an bereits bestehenden, sowie neuen Leitungen ausgeführt wurden und hierüber sieben Berichte an den Verband eingingen, von denen einige sehr werthvolles Material lieferten.

Die Aufgabe, das vorliegende Material zu sichten, durchzuarbeiten und in geeigneter Weise zu veröffentlichen, wurde dem Hamburger Architekten- und Ingenieurverein zu Theil, welcher sich dieser Aufgabe in anerkennenswerther Weise unterzog und entledigte, indem er durch sein Mitglied Herrn Ingenieur Iben die nun erschienene Denkschrift des Verbandes [1]) bearbeiten liess.

In derselben sind zunächst jene Berichte theilweise wiedergegeben, wobei für die in denselben vorkommenden verschiedenen Zahlenwerthe, Coëfficienten u. s. w. eine einheitliche Bezeichnung und Ausdrucksweise durchgeführt wurde. Den Versuchsresultaten sind zur Vergleichung die aus den Formeln von Prony, Darcy und Weisbach gerechneten Werthe beigefügt und auch in Tafeln übersichtlich neben einander graphisch aufgetragen. Auch eine Anzahl englischer Versuche, namentlich von älteren Leitungen, ist mit hereingezogen.

Der Verfasser kommt schliesslich zu dem Resumé, „dass für neue resp. reine Leitungen unter den bekannten theoretischen Formeln zur Bestimmung des Rohrleitungswiderstandes diejenige von Darcy noch am besten mit den Erfahrungsresultaten übereinstimmt und, wie ein Beispiel zeigt (Loch Katrine works), auch auf Leitungen der grössten Durchmesser ihre Anwendung finden könne. Ob die Formel auch noch für grössere Geschwindigkeiten, als die in der Praxis gewöhnlich vorkommenden ihre Gültigkeit behält, muss vorläufig dahin gestellt bleiben.“ Ferner:

1) Druckhöhenverlust in geschlossenen eisernen Rohrleitungen von Otto Iben. Hamburg 1880.

„Vielleicht dürfte es sich auf Grund der vorliegenden Erfahrungsresultate empfehlen, für neu anzulegende Rohrleitungen kleineren Kalibers die Leitungsfähigkeit kleiner und mithin den Rohrleitungswiderstand etwas grösser anzunehmen, als Darcy's Formel ihn angibt.

Endlich bezüglich der älteren Leitungen heisst es: „Die etwas hausbackene Regel, nach welcher der Rohrleitungswiderstand bei Leitungen, in denen bereits Ablagerungen stattgefunden haben, doppelt so gross genommen werden soll, als bei neuen, hat nach den vorliegenden Erfahrungen keinen Anspruch auf Beachtung, denn es ist festgestellt, dass eine Vorherbestimmung des dereinstigen Rohrleitungswiderstandes durch Rechnung unmöglich ist.“

Die vorstehende Denkschrift, welche erschien, während ich mit gegenwärtiger Arbeit beschäftigt war, regte mich durch die in ihr besprochenen Fragen und das reiche Material von Versuchen sofort zu weiterem Studium der Sache an, und ich machte mich daran, die neuen Versuche eingehender zu betrachten. Indem ich dabei ebenfalls zwischen den neuen und alten Leitungen unterschied, versuchte ich, sie unter einfache Formeln zu bringen.

Um zu einem brauchbaren Resultate zu gelangen, ist jedoch eine Besprechung und Sichtung des gebotenen Materiales erforderlich, welche zunächst geschehen soll.

Die Berichte des Casseler und des badischen Vereins brachten keine eigenen Versuchsresultate, sondern nur eine allgemein gehaltene Beantwortung der gestellten Frage, worin besonders die Errichtung einer hydrotechnischen Versuchsstation mit pecuniärer Unterstützung von Seiten des deutschen Reiches befürwortet wird.

Die Mittheilungen des westpreussischen Architekten- und Ingenieur-Vereins beziehen sich auf die schon erwähnten von Dr. Lampe an der Prangenauer Leitung angestellten Versuche, deren Rohrdurchmesser $0{,}418^{m}$, Länge 14123^{m} und Gefälle $47{,}07^{m}$ beträgt.

Die Messungen sind mit grosser Genauigkeit ausgeführt; es wurden Temperatur, Wassermenge und Seitendruck (an ca. 20 Stellen) beobachtet und sind deshalb diese Versuche wohl zu beachten.

Die Versuche, welche an der für die Stadt Bonn erbauten Wasserleitung ($0{,}306^{m}$ Durchmesser) zur Ermittlung der Leistungsfähigkeit der Dampfmaschinen und Pumpen angestellt wurden, sind hier deshalb nicht in Rechnung zu ziehen, weil die Leitung innen mit einem vollständig glatten Asphaltüberzug versehen war und folglich nicht die Widerstände bot, wie die übrigen Rohrleitungen. Auch sind die Resultate deshalb nicht genau, weil die Druckhöhen nicht am Rohre selbst, sondern an den Manometern der Druckwindkessel auf der Pumpstation und am Hochreservoir gemessen wurden, somit

also die Geschwindigkeitsdruckhöhen und die Druckverluste an Ein- und Ausmündung erst abzuziehen wären. Ferner sind Beobachtungsfehler bei Messung des etwas in Bewegung befindlichen Wassers im Hochreservoir nicht ausgeschlossen.

Auch die Wiesbadener Versuche, welche sich auf das Hauptrohr mit $0{,}35^m$ Durchmesser und auf Bleirohre von $0{,}019$ und $0{,}025^m$ Weite, endlich auf einen Hanfschlauch beziehen, werden wegen ihrer Unvollkommenheit nicht berücksichtigt werden.

Von den Hamburger Versuchen ist die erste Gruppe, bei welcher die Wassermengen nur mittelst Siemens'scher Wassermesser ermittelt wurden, auszuschliessen. Dagegen sind die mit grosser Genauigkeit gemachten Versuche der zweiten Gruppe (18 Versuchsreihen mit 132 Beobachtungen) mit hereinzuziehen, ausgenommen diejenigen, welche an stark inkrustirten Leitungen angestellt wurden, da über die durchschnittliche Stärke der Inkrustation und Rohrverengung keine Messungen gemacht wurden.

Sämmtliche neue Leitungen der zweiten Gruppe [1]), sowie die alten Leitungen XI und XIII sind gusseiserne mit Theeranstrich im Innern; die übrigen Leitungen waren jedenfalls ohne jeden Anstrich verlegt worden. Die Messung der Wassermengen geschah in Aichgefässen von verschiedener Grösse, für die grösseren Kaliber in Hochreservoirs.

Die Geschwindigkeit wurde bei vier Versuchsreihen mittelst eines am Anfange der Leitung befindlichen Schosses verändert. Durch dieses Verfahren konnte man den Druck in der Leitung bedeutend verringern und ihn mit Manometern von feinerer Theilung, in einem Falle (X) sogar mit offenen Glasröhren beobachten, eine Methode, welche wohl am allergenauesten, aber in den wenigsten Fällen wegen der zu grossen Höhen der Wassersäulen anwendbar ist. Die Durchmesser der neuen Leitungen wurden, wie bei Darcy, durch Cubicirung oder kreuzweises Messen bestimmt.

Zu den Druckmessungen wurden für Versuche an Betriebsleitungen Bourdon'sche Federmanometer benutzt, die eigens zu dem Zwecke mit besonderer Sorgfalt hergestellt wurden. Zwölf derselben waren auf eine Wassersäule von 70^m, zwei auf eine solche von 10^m eingerichtet und eingetheilt. Letztere fanden für kleinere Druckhöhen, die nicht mehr mit Glasröhren zu messen waren, Anwendung. Die Manometer für höheren Druck wurden stets paarweise aufgesetzt und beobachtet.

1) Es sind dies die Versuche I, II, IV, V, V^a, VIII, IX, X und XIX, wie sie in der Denkschrift bezeichnet sind.

Das Resultat eines an der sogenannten Metelsdorfer Leitung, die zur Wasserversorgung der Stadt Wismar dient, gemachten Versuches ist, weil diese starke Ockerniederschläge im Inneren zeigte, nicht zu benutzen.

Eine weitere Reihe von Versuchsresultaten hat der Württembergische Verein für Baukunde geliefert, welche deshalb von erheblichem Werthe sind, weil sie mit sehr grosser Genauigkeit angestellt wurden. Die Versuche wurden an sechs Leitungen von verschiedenem Durchmesser gemacht. Die Messung der Wassermengen geschah in geeigneten Behältern oder Bassins, deren Wasserdichtigkeit vor und nach den Versuchen durch andauerndes Stehenlassen der Wasserfüllung constatirt wurde. Die Wasserstände in denselben wurden mittelst Schwimmer (mit aufgesetzten Stangen) an genauen Theilungen angezeigt.

Die Wasserdruckhöhen wurden, so weit es möglich, mit offenen Glasröhren, sonst mit Manometern gemessen; und zwar wurde nur in einem Falle (V) ein Federmanometer (System Bourdon) von Schäfer & Budenberg verwendet, bei den übrigen Versuchen aber Quecksilbermanometer, deren Genauigkeit darnach bemessen werden kann, dass für gleiche Wasserdruckhöhen Differenzen der Quecksilbersäulen bis zu 2^{mm} beobachtet wurden, was einer Wasserdruckhöhe von 3^{cm} entspricht; ein Fehler, der gegenüber den Schwankungen der Wasserstände besonders bei grösseren Durchflussmengen von keinem grossen Belange ist.

Die genauen Lichtweiten der in den verschiedenen Versuchsstrecken liegenden Rohre sind durch Messung an einzelnen übrig gebliebenen, resp. von der gleichen Lieferung stammenden Stücken des Vorraths bestimmt worden. Engere Rohre wurden mit Wasser gefüllt und die Durchmesser durch die Füllmenge bestimmt.

Von den nun übrig gebliebenen Versuchen sollen im Folgenden diejenigen über die neuen und die als neu resp. rein geltenden Leitungen in Betracht gezogen werden.

a) *Reine Leitungen.*

Wie schon aus dem Früheren bekannt ist, gab die Relation $d\varphi = av + bv^2$ für den Rohrleitungswiderstand die beste Uebereinstimmung, und es wird zunächst zu untersuchen sein, ob dies auch bei den vorliegenden Versuchen der Fall ist.

Zu dem Zwecke machen wir obige Gleichung durch Division mit v linear, so dass $\frac{d\varphi}{v} = a + bv$. Rechnet man also für die sämmtlichen Versuche die Producte $\frac{d\varphi}{v}$ aus und trägt die Werthe von v als Abscissen, die von

$\frac{d\varphi}{v}$ als Ordinaten graphisch auf, so erhält man für jedes Rohr eine Reihe von Punkten, welche, wenn obigem Gesetze genügt werden soll, in einer geraden Linie liegen müssen. Wie man aus der beigegebenen Tafel XIII, in welcher diese Werthe graphisch aufgetragen sind, ersehen kann, ist dies auch bei den meisten Rohren wenigstens annähernd der Fall; einzelne zeigen allerdings ziemlich unregelmässige Linien, was jedenfalls in der Art des Experimentirens seine Ursache hat. Man sieht auch aus dieser Aufzeichnung sofort, welche von den Versuchen nach dem regelmässigen Verlauf ihrer Linien mehr Vertrauen verdienen.

Aus diesen graphischen Aufzeichnungen, in welchen also die Ordinate am Coordinatenanfang den Coëfficienten a und die Tangente des Neigungswinkels der Geraden gegen den Horizont den Coëfficienten b darstellt, ist ferner ersichtlich, dass a im Allgemeinen sehr klein ist, jedoch immer > 0 oder $= 0$, aber niemals < 0 ist; dem Falle $a = 0$ entspricht die einfache Relation $\frac{d\varphi}{v} = b_1 v$. Der Neigungswinkel dagegen schwankt zwischen ziemlich weiten Grenzen.

Bestimmt man nun mittelst der Methode der kleinsten Quadrate für jedes Rohr die beiden Coëfficienten a und b, so ist wohl hieraus durch Vergleichung die Abnahme des letzteren mit zunehmendem Durchmesser zu erkennen, nicht aber diejenige des Coëfficienten a, der ja nach Darcy ebenfalls mit dem Durchmesser abnehmen soll $\left(a = \alpha' + \frac{\beta'}{d^2}\right)$. Freilich sind hierfür die Darcy'schen Beobachtungen maassgebender, als die vorliegenden. Da jedoch diese Coëfficienten a meist nur kleine Werthe haben, so werden wir, wie es auch Darcy für zulässig hielt, dieselben vernachlässigen und nur die einfache Relation $d\varphi = b_1 v^2$ in Betracht ziehen.

Um für diese die wahrscheinlichsten Werthe der Coëfficienten b_1 zu bestimmen, ist jedoch zu beachten, dass, wenn man einfach die Summe der Fehlerquadrate zu einem Minimum machen würde, die Werthe der grossen Geschwindigkeiten gegenüber den kleinen zu grosses Gewicht erhalten würden. Deshalb sind statt dessen die Quadratsummen der Verhältnisse der Fehler zu den Versuchswerthen zu einem Minimum zu machen. Die lineare Gleichung $\frac{d\varphi}{v} = b_1 v$ wird nämlich, wenn man $\frac{\varphi}{v} = z$ setzt, $dz = b_1 v$ und $z = \frac{b_1 v}{d}$. Der Fehler wird dann $\delta = \frac{b_1 v}{d} - z$ und das Verhältniss des Fehlers zum Versuchswerthe

$$\frac{\delta}{z} = \frac{b_1 v}{dz} - 1.$$

Macht man die Quadratsumme dieser Verhältnisse zu einem Minimum, so erhält man hieraus

$$b_1 = d\,\frac{\Sigma\left(\frac{v}{z}\right)}{\Sigma\left(\frac{v^2}{z^2}\right)} = d\,\frac{\Sigma\left(\frac{v^2}{\varphi}\right)}{\Sigma\left(\frac{v^4}{\varphi^2}\right)}.$$

Nach dieser Gleichung sind die in folgender Tabelle zusammengestellten Werthe von b_1 berechnet:

Versuchs- Ort.	Versuchs- Nummer.	Bezeichnung.	Durchmesser in Meter.	Temperatur in Celsius.	Coëfficient b_1.
Stuttgart . . .	V.	S. V.	0,0257	$4^1/_2{}^0$	0,00191146
do. . . .	VI.	S. VI.	0,050	$7^1/_2 - 8^3/_4{}^0$	0,00228060
do. . . .	IV.	S. IV.	0,101	$7^1/_2 - 9^0$	0,00184904
Hamburg . . .	I.	H. I.	0,102	2^0	0,00166552
do. . . .	II.	H. II.	0,102	5^0	0,00128612
do. . . .	IV.	H. IV.	0,152	19^0	0,00173034
do. . . .	V.	H. V.	0,152	9^0	0,00157182
Stuttgart . . .	II.	S. II.	0,202	$7^1/_2 - 9^0$	0,00145362
do. . . .	I.	S. I.	0,252	9^0	0,00128746
do. . . .	III.	S. III.	0,253	$4^3/_4 - 5^1/_4{}^0$	0,00167520
Hamburg . . .	VIII.	H. VIII.	0,305	16^0	0,00106040
do. . . .	IX.	H. IX.	0,305	7^0	0,00077846
do. . . .	X.	H. X.	0,305	17^0	0,00104312
Danzig	I.	Dz.	0,418	$8^3/_4{}^0$	0,00099242
Hamburg . . .	XIX.	H. XIX.	0,508	1^0	0,00110446
Fanning	XX.	F. XX.	0,508	—	0,00108200
Loch Katrine w. .	—	L. K.	1,219	—	0,00103700

Man ersieht aus dieser Zusammenstellung, dass die Coëfficienten b_1 durchaus nicht constant sind, sondern im Allgemeinen mit wachsendem Durchmesser abnehmen. Jedoch lassen einige Zahlen darauf schliessen, dass man es hier mit abnormen Fällen zu thun hat:

So ist S. V eine aus neuen schmiedeeisernen, galvanisch verzinkten Röhren speciell für den vorliegenden Zweck hergestellte Leitung, welche infolge dessen eine ziemlich glatte Wandung und somit geringeren Reibungswiderstand zeigte.

Ebenso scheint die Versuchsreihe H. II (gusseiserne Rohrleitung von $0{,}102^m$) von grösserer Glätte in ihrem Innern gewesen zu sein, da sie bedeutend geringere Widerstände als die Leitung H. I, die von gleichem Durchmesser ist, ersehen lässt.

Die Versuchsreihe S. III, welche sich auf die zwei Strecken der $0{,}253^m$ weiten gusseisernen Stuttgarter Hauptleitung bezieht, und von welcher im Berichte gesagt wird, dass sie starke Krümmungen in horizontalem, wie verticalem Sinne hat, zeigte in ihrem älteren Theile keine feste Inkrustation, dagegen mehrfache Schlammansätze zu 5^{mm} Stärke, während die neuerdings umgelegte Strecke rein war. Trotzdem ergab sich für letztere ein fast gleicher ausserordentlich grosser Widerstand, der vielleicht auf Undichtheiten, Luftansammlungen oder sonstige Unvollkommenheiten der Leitung zurückzuführen sein dürfte.

Endlich ist noch die Versuchsreihe H. IX anzuführen, die wegen ihres unregelmässigen Verlaufes Anlass zu einem nachträglichen Versuche H. X gab (welch' letzterer um so mehr zu berücksichtigen ist, als bei ihm der Seitendruck durch offene Glasröhren gemessen wurde). Von diesen Leitungen (H. VIII, IX, X) heisst es übrigens im Berichte, dass dieselben von aussergewöhnlicher Glätte und sonstiger Vollkommenheit der Innenfläche waren.

Diese im Vorstehenden angeführten Versuchsreihen werden also bei den weiteren Untersuchungen unberücksichtigt bleiben. Die Reihe H. VIII, die wohl auch ziemlich unregelmässig verläuft, wurde beibehalten, da ihr mittlerer Werth für b_1 mit dem der Reihe H. X nahezu übereinstimmt.

Bringt man diese Coëfficienten b_1 nun durch graphische Aufzeichnungen zur Veranschaulichung, so ersieht man, dass dieselben durchaus nicht constant, sondern offenbar mit zunehmender Rohrweite abnehmen.

Durch Vergleichung mit den aus der Darcy'schen Formel sich ergebenden Coëfficienten zeigt sich jedoch, dass diese meist viel kleiner sind, als diejenigen unserer Versuchswerthe; es liegt jedoch am nächsten, die Darcy'sche Relation für die Abnahme des Coëfficienten $b_1 = \alpha + \frac{\beta}{d}$ vorläufig beizubehalten und hierfür aus den Versuchsresultaten andere Zahlencoëfficienten α und β zu rechnen. Diese Rechnung, in welcher auch wieder die Verhältnisse der Fehler zu den Versuchswerthen statt der Fehler selbst eingeführt werden, ergibt folgende Resultate:

Die Relation $b_1 = \alpha + \frac{\beta}{d}$ wird durch Multipliciren mit d

$$b_1 d = \alpha d + \beta.$$

Setzt man $b_1 d = z$ so wird $z = \alpha d + \beta$ und der Fehler $\delta = \alpha d + \beta - z$ und das Verhältniss

$$\frac{\delta}{z} = \frac{\alpha d}{z} + \frac{\beta}{z} - 1.$$

Die Summe der Quadrate dieser Verhältnisse wird ein Minimum für

$$\alpha = \frac{\Sigma \frac{1}{b_1 d} \cdot \Sigma \frac{1}{b_1^2 d} - \Sigma \frac{1}{b_1} \cdot \Sigma \frac{1}{b_1^2 d^2}}{\left(\Sigma \frac{1}{b_1^2 d}\right)^2 - \Sigma \frac{1}{b_1^2} \cdot \Sigma \frac{1}{b_1^2 d^2}},$$

$$\beta = \frac{\Sigma \frac{1}{b_1} \cdot \Sigma \frac{1}{b_1^2 d} - \Sigma \frac{1}{b_1^2} \cdot \Sigma \frac{1}{b_1 d}}{\left(\Sigma \frac{1}{b_1^2 d}\right)^2 - \Sigma \frac{1}{b_1^2} \cdot \Sigma \frac{1}{b_1^2 d^2}}.$$

Setzt man in diese beiden Gleichungen die Werthe der Summen ein, so erhält man

$$\alpha = 0{,}000911744,$$
$$\beta = 0{,}000080144,$$

und unsere Formel lautet dann

$$d\varphi = \left(0{,}000912 + \frac{0{,}00008}{d}\right) v^2 \quad . \quad . \quad . \quad \text{(I)}$$

Die in die Tafel XIV eingetragene Curve der hiernach gerechneten Coëfficienten bestätigt im Allgemeinen die Richtigkeit der Darcy'schen Annahme; jedoch ist ersichtlich, dass diese Formel einerseits für die gebräuchlichsten Durchmesser noch etwas zu kleine, andererseits für Durchmesser unter $0{,}05^m$ sehr grosse Werthe ergibt.

Da sich somit die mit diesem Ausdrucke erzielten Resultate den Versuchswerthen nicht besonders gut anpassen, suchte ich diesen Ausdruck zu verbessern und erreichte dies durch Einführung der Relation $b_1 = \alpha_1 + \frac{\beta_1}{\sqrt{d}}$ für den Widerstandscoëfficienten.

Diese Relation in derselben Weise behandelt, wie oben die Darcy'sche, lieferte für die Coëfficienten α_1 und β_1 die folgenden Werthe:

$$\alpha_1 = 0{,}00051192,$$
$$\beta_1 = 0{,}0003847,$$

so dass wir als neue Formel erhalten:

$$d\varphi = \left(0{,}000512 + \frac{0{,}0003847}{\sqrt{d}}\right) v^2 \quad . \quad . \quad \text{(II)}$$

In folgender Tabelle sind nun die Werthe der Coëfficienten b_1 nach den Versuchen, sowie nach den beiden oben entwickelten Formeln zur Vergleichung neben einander gestellt; ebenso zeigt unsere Tafel (XIV) die Coëfficientencurven der beiden Formeln, sowie der Darcy'schen.

Versuch.	Durchmesser.	b_1 nach dem Versuche.	$b_1 = \alpha + \frac{\beta}{d}$.	$b_1 = \alpha_1 + \frac{\beta_1}{\sqrt{d}}$.
S. VI.	0,050	0,0022806	0,0025146	0,0022364
S. IV.	0,101	0,0018490	0,0017052	0,0017252
H. I.	0,102	0,0016655	0,0016974	0,0017194
H. IV.	0,152	0,0017303	0,0014390	0,0015010
H. V.	0,152	0,0015718	0,0014390	0,0015010
S. II.	0,202	0,0014536	0,0013084	0,0013700
S. I.	0,252	0,0012875	0,0012298	0,0012800
H. VIII.	0,305	0,0010604	0,0011746	0,0012102
H. X.	0,305	0,0010431	0,0011746	0,0012102
Dz.	0,418	0,0009924	0,0011034	0,0011084
H. XIX.	0,508	0,0011045	0,0010694	0,0010530
F. XX.	0,508	0,0010820	0,0010694	0,0010530
L. K.	1,219	0,0010370	0,0009774	0,0008612

Man sieht hieraus, dass die Uebereinstimmung der neuen Formelwerthe mit den Versuchswerthen eine ziemlich gute ist, so gut sie eben durch eine Interpolationsformel erreicht werden kann.

Dass die neuen Versuche grössere Widerstände zeigen als die Darcy'schen, dürfte wohl seinen Grund in der bei letzteren sorgfältigeren Herstellung der Rohrstränge, zum Theil auch vielleicht in der genaueren Beobachtung haben. Da aber unsere Formeln für die Anwendung in der Praxis bestimmt sind, so können wir auch keine tadellos ausgeführten Leitungen denselben zu Grunde legen. Es ist deshalb gerechtfertigt, schon für neue Leitungen grössere Widerstandscoëfficienten einzuführen, als sie aus der Darcy'schen Formel erhalten werden.

Für Durchmesser über $0{,}5^{\text{m}}$ ergibt die neue Formel allerdings etwas kleinere Werthe der Coëfficienten [1]), als die Darcy'sche; darüber aber zu entscheiden, welche von beiden die richtigeren Coëfficienten liefert, ist auf Grund des einen Versuches (Loch Katrine works) nicht zulässig, und es sind hierfür jedenfalls weitere, allerdings schwer auszuführende Versuche an grossen Kalibern abzuwarten.

1) Dieselben stimmen jedoch nahezu mit denen der Levy'schen Formel, siehe Tafel XIV.

Dass der Coëfficient von einem gewissen Durchmesser an nicht besonders viel mehr abnehmen wird, ist wohl sehr wahrscheinlich; wo aber jene Grenze liegt, ist vorläufig nicht zu entscheiden.

Um jedenfalls sicher zu gehen, kann für Durchmesser über $0{,}50^{\text{m}}$ unsere erste Formel benutzt werden, für kleinere Durchmesser ist aber die zweite in Anwendung zu bringen.

Nach dieser letzteren sind denn auch für die sämmtlichen benutzten Versuchsreihen die relativen Fehler gerechnet und in den beigegebenen Tabellen mitgetheilt. Der wahrscheinliche Fehler stellt sich auf

0,07 oder 7 Proc.

Endlich ist nach jener Formel eine Tafel (XV) gerechnet, welche für den praktischen Gebrauch von Nutzen sein dürfte. Aus derselben kann, wenn zwei (resp. drei) von den vier Grössen $\mathfrak{M}$, v, d, φ gegeben sind, sofort die dritte und vierte entnommen werden. Diese Tafel wird besonders die Aufgabe erleichtern, bei welcher Wassermenge und Gefälle gegeben ist und Durchmesser und Geschwindigkeit gesucht wird, eine Aufgabe, welche mittelst der Formel allein nur umständlich zu lösen ist.

Durch unsere Formeln ist also der in der Denkschrift ausgesprochenen Ansicht, dass für neu anzulegende Rohrleitungen kleineren Kalibers der Rohrleitungswiderstand etwas grösser anzunehmen sei, als Darcy's Formel ihn angibt, entsprochen worden.

Nachdem mir erst nachträglich die Levy'sche Formel bekannt geworden ist, habe ich versucht, auch sie noch zur Vergleichung zu ziehen; zu dem Zwecke habe ich in Tafel XIV die Coëfficienten der beiden Levy'schen Formeln (für reine und unreine Leitungen) eingetragen. Daraus ist zu ersehen, dass die Coëfficienten für reine Leitungen bei grossen Durchmessern viel kleiner sind als die Darcy'schen, für Durchmesser zwischen 0,1 und $0{,}3^{\text{m}}$ nahezu mit diesen zusammenfallen, dagegen für kleine Durchmesser (unter $0{,}1^{\text{m}}$) bei Weitem unter diesen bleiben und für $d = 0$ einen endlichen Werth ergeben, während die Darcy'schen unendlich gross werden.

Da diese Levy'sche Formel ebenso wie die Darcy'sche für die neuen Versuche zu kleine Werthe der Coëfficienten ergibt, so dachte ich — von der Annahme ausgehend, dass der Grund der Verschiedenheit in den Resultaten gegenüber den Darcy'schen Versuchen in der stärkeren Rauhheit der Rohrwände infolge geringerer Sorgfalt bei Herstellung der Leitungen (insbesondere an den Stössen) gelegen sei — sie zunächst nur durch Vergrösserung des Coëfficienten α den Versuchen zu nähern, welcher bekanntlich der Rauhheit der Wand hauptsächlich Rechnung tragen soll. Indem ich also aus der Levy'schen Formel

für reine Leitungen den Werth von $\beta = 1325$ beibehielt, rechnete ich den wahrscheinlichen Werth von α nach den neuen Versuchen, welcher sich ergab zu $\alpha = 925{,}63$. Die diesen Werthen entsprechende Curve der Coëfficienten b_1 zeigte jedoch gar keine Uebereinstimmung mit den Versuchswerthen, weshalb ich die Rechnung unter Veränderung der beiden Coëfficienten α und β noch einmal durchführte.

Die hierdurch gefundenen wahrscheinlichen Werthe derselben $\alpha = 628{,}58$ und $\beta = 2297{,}2$, welche die Levy'sche Formel folgendermassen gestalten:

$$\frac{d\varphi}{2} = \frac{1}{628{,}58 + 2297{,}2\sqrt{\frac{d}{2}}} \cdot v^2$$

oder

$$d\varphi = \frac{1}{314{,}29 + 812{,}15\sqrt{d}} \cdot v^2 \quad . \quad . \quad . \quad \text{(III)}$$

ergaben jetzt eine Curve der Coëfficienten b_1, welche sich den Versuchswerthen sehr gut anpasste.

Da jedoch die nach der vorhergehenden Formel (II) gerechnete Curve nahezu in der Mitte zwischen den beiden nach Darcy und Levy für die neuen Versuche berechneten (I und III) verläuft, so glaubte ich dieselbe (II) vorläufig als Hauptformel beibehalten zu sollen.

Schliesslich soll hier noch auf einige Punkte der Denkschrift Bezug genommen werden:

Der Stuttgarter Bericht sagt: „Der Coëfficient ζ ($= 2gb_1$) hat sich innerhalb der einzelnen Versuchsreihen mit der wachsenden Geschwindigkeit im Rohre nur ganz wenig zu ändern, um jeweils die wirklich gemessenen Druckverluste zu ergeben, wogegen in der Formel von Weisbach und Prony eine Aenderung von ζ mit v angenommen ist."

Aus der Entwickelung der Prony'schen Formel im II. Theile ist aber ersichtlich, dass dieselbe die binomische Form und nicht die monome hat; denn nur bei letzterer Annahme kann man die Prony'sche Formel schreiben $d\varphi = \left(\frac{a}{v} + b\right) v^2$ und den Widerstand dem Quadrate der Geschwindigkeit proportional setzen, unter Annahme eines mit v variablen Coëfficienten. Dies ist aber nicht der Sinn der Prony'schen Formel, welche, aus dem Coulomb'schen Binom entstanden, lautet $d\varphi = av + bv^2$; und hierin sind a und b zwei constante Zahlen.

Andererseits ist aus der Entwickelung der Darcy'schen Formel (III. Theil) (in ihrer einfachen Form) zu entnehmen, dass deren Ursprung der monome Ausdruck $d\varphi = b_1 v^2$ ist, und dass hierin der Coëfficient b_1 mit d veränderlich ist

Betrachtet man jedoch die vollständige Darcy'sche Formel, so hat man in ihr die Prony'sche Formel mit veränderlichen Coëfficienten a und b. Wollte man also die beiden Formeln mit einander vergleichen, so müsste man der abgekürzten Darcy'schen Formel $d\varphi = \left(\alpha + \frac{\beta}{d}\right) v^2$ auch die abgekürzte Prony'sche (Dupuit) Formel gegenüber stellen $d\varphi = b_1 v^2$; dann sähe man, dass der Coëfficient b_1 bei Darcy mit d veränderlich, bei Prony aber constant ist.

Mit demselben Rechte aber, mit dem man sagt, dass in der Prony'schen Formel der Coëfficient b (resp. ζ) sich mit v ändert, kann man dies auch von der vollständigen Darcy'schen Formel thun

$$d\varphi = \left(\alpha_1 + \frac{\beta_1}{d^2}\right) v + \left(\alpha + \frac{\beta}{d}\right) v^2.$$

Dass ebenso die Hagen'sche Formel nicht als mit dem Durchmesser variabel angesehen werden kann, ist schon früher besprochen worden.

Bezüglich der Behauptung, dass die erste der Schlussfolgerungen des Stuttgarter Berichtes mit den Ergebnissen sonstiger Versuche in Widerspruch stehe, und dass eine Prüfung der Darcy'schen Versuchsreihen die Richtigkeit der in den Formeln von Prony und Weisbach zum Ausdrucke gebrachten Auffassung, wonach ζ mit wachsender Geschwindigkeit abnimmt, bestätigt, mag darauf aufmerksam gemacht werden, dass diese Abnahme allerdings aus sämmtlichen Versuchen zu ersehen ist, dass dieselbe aber auch sehr verschieden ist, während sie bei Prony und Weisbach für alle Fälle durch eine Curve dargestellt wird. Die Grösse dieser Abnahme ist nämlich lediglich abhängig von der Grösse des Coëfficienten a der Prony'schen Formel $d\varphi = av + bv^2$, welcher in der linearen Gleichung $\frac{d\varphi}{v} = a + bv$ die Ordinate der Geraden am Coordinatenanfange darstellt, und ebenso wie b bei Prony constant ist.

Nebenbei mag hier gezeigt werden, wie aus dieser Geraden durch Construction die Curve der

$$\zeta' = \frac{\zeta}{2g} = \frac{a}{v} + b$$

erhalten werden kann (vergl. Fig. 1, Taf. XIII).

Man sieht, für $v = 1$ ist die Ordinate $\frac{d\varphi}{v} = a + b$; da aber für $v = 1$ auch $\zeta' = a + b$, so gibt diese Ordinate bereits einen Punkt der Curve; jeden andern Punkt findet man dadurch, dass man den entsprechenden Punkt der Geraden mit dem Coordinatenanfange verbindet und den Abschnitt dieser Verbindungslinie auf der Ordinate

$v = 1$ auf die Ordinate des Punktes überträgt. Denn aus der Aehnlichkeit der rechtwinkligen Dreiecke OAB und OCD geht hervor, dass sich verhält $\frac{a + bv}{v} = \frac{CD}{1}$, also ist $CD = \frac{a}{v} + b$.

Je kleiner also a ist, um so weniger wird die Curve mit abnehmendem v steigen und wenn $a = 0$ wird, die Gerade also durch den Coordinatenanfang geht, wird die Curve in eine Gerade übergehen, die, parallel der Abscissenachse, einen constanten Coëfficienten $\zeta' = b$ anzeigt.

Darcy hat gefunden, dass dieser Coëfficient a mit d veränderlich ist, nämlich $a = \alpha_1 + \frac{\beta_1}{d^2}$; da hierin aber α_1 sehr klein ist, so verschwindet a für grosse Werthe von d, d. h. für grosse Rohrdurchmesser wird der Coëfficient ζ' auch bei kleinen Geschwindigkeiten ziemlich constant. Deshalb vernachlässigt Darcy bei seiner einfachen Formel das Glied mit v ganz und zieht nur das zweite mit v^2 in Rücksicht (er lässt also mit anderen Worten die obigen Geraden durch den Coordinatenanfang gehen), welchem Beispiele wir bei den vorhergehenden Untersuchungen gefolgt sind. Die Schlussfolgerung des Stuttgarter Berichtes, dass der Coëfficient ζ sich innerhalb der einzelnen Versuchsreihen mit der wachsenden Geschwindigkeit im Rohre nur ganz wenig zu ändern habe, ist somit nach Darcy, wenigstens für grössere Rohrdurchmesser, richtig. Nach den vorliegenden Versuchen jedoch einen Schluss zu machen, ist nicht möglich, da aus denselben keine regelmässige Abnahme des Coëfficienten a zu erkennen war. Ebensowenig konnte ein Zusammenhang derselben mit der Temperatur des Wassers ersehen werden, wiewohl dieselbe ziemlich stark variirte.

b) *Alte Leitungen.*

In der Denkschrift des Verbandes ist die Darcy'sche Regel, das Gefälle für Rohre mit leichten Niederschlägen (gelinder Rauhheit) zu verdoppeln, ganz richtig (S. 45, 46) angeführt; nichtsdestoweniger wird diese Regel dann angewendet auf die stark inkrustirten Rohre H. III und H. VII[a] und gefunden, dass der effective Widerstand zwölf Mal beziehungsweise sieben Mal grösser sei als der Werth, welchen man unter Berücksichtigung der von Darcy für die Praxis empfohlenen Regel erhält (S. 49). Ebenso ist für die sämmtlichen Rohre mit starker Inkrustation verfahren und sind die bezüglichen Verhältnisszahlen in einer Tabelle zusammengestellt (S. 50—52).

Dass die Darcy'sche Regel in diesen Fällen nicht mehr zutreffen kann, liegt auf der Hand, da jene Rohre infolge der starken Inkrustationen bei weitem den in die Rechnung eingeführten Durchmesser nicht mehr besassen. Auf diese Weise ist es freilich erklärlich, dass man zu dem Schlusse kommt: „Die etwas hausbackene praktische Regel, nach welcher der Rohrleitungswiderstand bei Leitungen, in denen bereits Ablagerungen stattgefunden haben, doppelt so gross genommen werden soll, als bei neuen, hat nach den vorliegenden Erfahrungen keinen Anspruch auf Beachtung."

Die auf Seite 45, 46 angeführte Regel von Darcy sagt ja doch ganz deutlich, dass diese Verdoppelung des Gefälles nur den im Inneren der Rohre stattgefundenen Oberflächenveränderungen Rechnung tragen soll, während (nach Bemerkung II) für zu erwartende Querschnittsverengungen, der Eigenschaft des Leitungswassers gemäss, ein weiterer Zuschlag zum Durchmesser zu geben ist.

Hätte man dagegen statt der ursprünglichen Durchmesser jener inkrustirten Leitungen die wirklichen, verminderten Durchmesser in Rechnung gezogen, so hätte man wohl eine bessere Uebereinstimmung mit der Darcy'schen Regel erhalten. Freilich wären dieselben erst zu ermitteln gewesen, was in vielen Fällen schwierig gewesen wäre. Da dies nur durch Füllung einzelner Leitungsstrecken und Messung der Füllmenge zu erreichen wäre, die Ablagerungen in den Rohren sich aber oft sehr ungleichmässig vertheilen, so bekäme man hierdurch allerdings nur ein Annäherungsresultat (d. h. einen mittleren Durchmesser), das aber immerhin wünschenswerthe Anhaltspunkte liefern würde.

Es sollen nun zur Untersuchung der Frage, inwieweit die von Darcy aufgestellte Regel Beachtung verdient, jene Versuche, für welche sie eben nur Gültigkeit haben soll — nämlich für Rohre mit geringen Niederschlägen ohne wesentliche Querschnittsverengung, also höchstens mit leichter Knollenbildung — im Folgenden noch betrachtet werden:

Es sind dies die folgenden Versuche:

Versuch.	Durchmesser.	Coëfficient b nach den Versuchen.	$b_1 = \alpha + \frac{\beta}{\sqrt{d}}$.
Darcy I.	0,0359	0,0037470	0,0039340
„ II.	0,0795	0,0029433	0,0028058
„ III.	0,2432	0,0023356	0,0018161
S. III[b].	0,2530	0,0018357	0,0017903
H. XIII.	0,3050	0,0021422	0,0016747
H. XI.	0,3050	0,0017524	0,0016747
F. XII.	0,3050	0,0013629	0,0016747
F. XVII.	0,4060	0,0013720	0,0015174
F. XVIII.	0,4830	0,0012738	0,0014324
F. XXIII.	0,7620	0,0012010	0,0012412

Berechnet man für diese Versuche, in derselben Weise wie früher, die Coëfficienten b_1 der Formel $d\varphi = b_1 v^2$, so zeigen diese ebenfalls eine, wenn auch weit unregelmässigere Abnahme, mit zunehmendem Durchmesser; das Verhältniss der Abnahme ist jedoch ein anderes als bei den neuen Rohren. Man erkennt aber, dass die Curve, nach welcher der Coëfficient b_1 sich vermindert, derjenigen für neue Rohre ähnlich ist. Ich versuchte deshalb, derselben die frühere Form $b_1 = \alpha + \frac{\beta}{\sqrt{d}}$ zu geben und erhielt für diese mittelst der Methode der kleinsten Quadrate die folgenden Coëfficienten:

$$\alpha = 0{,}00049468 \text{ und } \beta = 0{,}00065172,$$

so dass die Formel lautet:

$$d\varphi = \left(0{,}000495 + \frac{0{,}000652}{\sqrt{d}}\right) v^2 \quad \ldots \quad \text{(IV)}$$

Auf Tafel XIV sind die Versuchswerthe der Coëfficienten b_1, sowie die nach der Formel gerechnete Curve derselben eingetragen. [1])

Vergleicht man diese Coëfficienten mit denjenigen der Darcy'schen Formel für reine Leitungen, so findet man, dass jene

zwischen $d = 0{,}02$ und $d = 0{,}1$ im Mittel 2,1 mal
$d = 0{,}1$ „ $d = 0{,}4$ „ „ 1,6 „
$d = 0{,}4$ „ $d = 0{,}8$ „ „ 1,3 „

so gross sind als die letzteren, und dass die Darcy'sche Regel somit vollständig gerechtfertigt erscheint.

Verglichen mit unserer Formel (II) für reine Leitungen ergeben sich obige Verhältnisse zu 1,5, beziehungsweise 1,4 und 1,3, also noch günstiger.

Dass sich auch hier wieder einzelne Fälle infolge stärkerer oder geringerer Oberflächenänderung nicht subsummiren lassen werden, ist selbstverständlich. [2])

---

1) In Tafel XIV ist ferner die Coëfficientencurve der Levy'schen Formel für unreine Leitungen eingetragen, die allerdings den drei Darcy'schen Versuchswerthen, für welche sie gerechnet ist, sich gut anschliesst; aber offenbar ergibt sie für grössere Durchmesser zu hohe Coëfficientenwerthe. Drei Versuche, die noch dazu sich nur auf kleine Rohrweiten beziehen, sind eben auch zu wenig zur Ableitung einer nicht sachlich begründeten Formel.

2) Da für Berechnungen neuer Leitungen in der Praxis eigentlich immer die Formel für unreine Leitungen in Anwendung zu bringen ist, so wäre es vielleicht richtiger gewesen, gerade für diese Formel eine ähnliche graphische Tabelle, wie sie für reine Leitungen, Tafel XV, beigegeben ist, zu berechnen. Ich unterliess es jedoch vorläufig, da die vorliegenden Versuche noch zu mangelhaft sich erwiesen, und behalte mir dies für spätere Zeit vor, wenn einmal weitere Versuche, namentlich mit weiten Rohren, vorliegen werden.

Es mag hier noch darauf aufmerksam gemacht werden, dass die Coëfficienten α der beiden Formeln für reine (II) und unreine (IV) Leitungen nicht viel von einander verschieden sind; und es scheint, als ob diese Zahl für verschiedene Gattungen von Rohren constant bliebe und nur der Coëfficient β mit zunehmender Rauhheit wachse.

Die weitere Bemerkung (S. 53 der Denkschrift) „dass für das Maass der Zunahme der Reibungswiderstände mit dem Alter derselben die Weite von wesentlicher Bedeutung ist, indem aus den Verhältnisszahlen ersichtlich wird, dass bei gleichem Alter und unter sonst ähnlichen Umständen bei weiteren Leitungen die Reibungswiderstände langsamer wachsen, als bei Leitungen von kleinerem Durchmesser," ist ebenfalls auf die bei kleinen Durchmessern verhältnissmässig viel grössere Verengung infolge Inkrustation zurückzuführen. Denn ein Niederschlag von gleicher Stärke hat bei einem engeren Rohre eine grössere Querschnittsverminderung zur Folge als bei einem weiten. Es ist also diese Abnahme der Leitungsfähigkeit nicht der Zunahme der Reibungswiderstände, sondern der Querschnittsverengung zuzuschreiben.

Dieselbe unrichtige Anwendung, wie die Darcy'sche Regel, hat auch die Fanning'sche Tabelle für unreine und schmutzige Leitungen in der Denkschrift erfahren und es sind die dort gemachten Bemerkungen auch hierher zu beziehen.

Dass die Abnahme der Leitungsfähigkeit, insbesondere soweit sie die Folge von Inkrustationen und Ablagerungen ist, sich einer formelmässigen Vorherbestimmung entzieht, ist selbstverständlich, da zu viele verschiedene Umstände hierauf von Einfluss sind.

Das in der Denkschrift (Seite 57) angeführte Beispiel würde nach den neuen Formeln gerechnet auf folgende Resultate führen:

Der Durchmesser betrug ursprünglich $d = 0{,}305^{m}$; die nun 22 Jahre alte Leitung lieferte bei einem Gefälle von $3{,}803/_{100}$ eine Wassermenge von 97,2 Liter.

Nach der Formel für schwach inkrustirte Rohre würde sich für dieses Gefälle und die angegebene Wassermenge der Durchmesser aus

$$d^5 = \left(0{,}000495 + \frac{0{,}000652}{\sqrt{d}}\right) \frac{16\,\mathfrak{M}^2}{\varphi \pi^2}$$

ergeben zu $d = 0{,}236^{m}$, d. h. ein mit schwachen Niederschlägen versehenes Rohr von $0{,}236^{m}$ mittlerem Durchmesser würde bei $3{,}803/_{100}$ Gefälle eine Wassermenge von $97{,}2^{l}$ pro Secunde liefern. Es folgt daraus, dass das ursprüngliche Rohr mit einer Kruste von $\frac{0{,}305 - 0{,}236}{2} = 0{,}0345^{m}$ mittlerer Stärke behaftet ist.

So könnte man, wenn umgekehrt der effective Durchmesser d bekannt wäre, die Widerstandscoëfficienten aus der Wassermenge und dem Gefälle bestimmen.

Tabellen der relativen Fehler $\left(\frac{\varphi - \varphi'}{\varphi}\right)$.

Gusseiserne Leitung. S. VI. $d = 0{,}050$.

v	φ	φ'	$\frac{\varphi - \varphi'}{\varphi}$
0,187	0,00167	0,00156	+ 0,0885
0,257	0,00315	0,00295	+ 0,0677
0,373	0,00638	0,00622	+ 0,0258
0,463	0,00974	0,00959	+ 0,0157
0,5495	0,01371	0,01351	+ 0,0148
0,588	0,01566	0,01547	+ 0,0123
0,670	0,02055	0,02008	+ 0,0085
0,7415	0,02495	0,02459	+ 0,0146
0,839	0,03134	0,03149	— 0,0048
0,899	0,03571	0,03615	— 0,0122

Gusseiserne Leitung. S. IV. $d = 0{,}101$.

v	φ	φ'	$\frac{\varphi - \varphi'}{\varphi}$
0,236	0,00113	0,00095	+ 0,189
0,360	0,00235	0,00221	+ 0,063
0,405	0,00287	0,00280	+ 0,025
0,479	0,00376	0,00392	— 0,041
0,629	0,00643	0,00676	— 0,049

Gusseiserne Leitung. H. I. $d = 0{,}102$.

v	φ	φ'	$\frac{\varphi - \varphi'}{\varphi}$
0,31	0,00198	0,00162	+ 0,222
0,52	0,00411	0,00456	— 0,098
0,64	0,00656	0,00690	— 0,049
0,70	0,00783	0,00826	— 0,052
0,84	0,01107	0,00119	— 0,010

Gusseiserne Leitung. H. IV. $d = 0{,}152$.

v	φ	φ'	$\frac{\varphi - \varphi'}{\varphi}$
0,598	0,00459	0,00353	+ 0,300
1,006	0,01162	0,00999	+ 0,163
1,199	0,01621	0,01420	+ 0,142
1,469	0,02232	0,02131	+ 0,047
1,621	0,03027	0,02595	+ 0,166

Gusseiserne Leitung. H. V und V[a]. $d = 0{,}152$.

v	φ	φ'	$\frac{\varphi - \varphi'}{\varphi}$
1,42	0,02117	0,01991	+ 0,0779
1,55	0,02541	0,02372	+ 0,0712
1,61	0,02752	0,02560	+ 0,0750
1,69	0,02999	0,02820	+ 0,0635
1,83	0,03423	0,03307	+ 0,0351
1,98	0,04023	0,03871	+ 0,0392
2,17	0,05046	0,04650	+ 0,0852
2,45	0,06175	0,05927	+ 0,0425
2,66	0,06810	0,06987	+ 0,0253
0,97	0,01030	0,00929	+ 0,1090
1,35	0,01870	0,01799	+ 0,0395
1,63	0,02750	0,02624	+ 0,0480

Gusseiserne Leitung. S. II. $d = 0{,}202$.

v	φ	φ'	$\frac{\varphi - \varphi'}{\varphi}$
0,222	0,000377	0,000334	+ 0,1290
0,341	0,000850	0,000789	+ 0,0774
0,441	0,001332	0,001319	+ 0,0099
0,516	0,001883	0,001806	+ 0,0426

Gusseiserne Leitung. S. I. $d = 0{,}252$.

v	φ	φ'	$\frac{\varphi - \varphi'}{\varphi}$
0,061	0,0000174	0,0000189	— 0,0793
0,067	0,0000232	0,0000228	+ 0,0175
0,081	0,0000319	0,0000333	— 0,0420
0,090	0,0000435	0,0000411	+ 0,0583
0,121	0,0000783	0,0000743	+ 0,0538
0,162	0,0001360	0,0001333	+ 0,0202
0,188	0,0001880	0,0001795	+ 0,0474
0,254	0,0003280	0,0003277	+ 0,0009
0,262	0,0003680	0,0003487	+ 0,0554
0,287	0,0004060	0,0004184	— 0,0296

Gusseiserne Leitung. H. X. $d = 0{,}305$.

v	φ	φ'	$\frac{\varphi - \varphi'}{\varphi}$
0,11	0,00004	0,00005	— 0,2080
0,26	0,00028	0,00027	+ 0,0373
0,41	0,00060	0,00067	— 0,1050
0,53	0,00101	0,00111	— 0,0897
0,66	0,00149	0,00172	— 0,1330
0,75	0,00189	0,00223	— 0,1560
0,92	0,00284	0,00335	— 0,1520
1,10	0,00394	0,00480	— 0,1800
1,47	0,00700	0,00857	— 0,1830
1,85	0,01122	0,01358	— 0,1740

Gusseiserne Leitung. Dz. $d = 0{,}418$.

v	φ	φ'	$\frac{\varphi - \varphi'}{\varphi}$
0,481	0,00059	0,00061	— 0,0326
0,756	0,00138	0,00151	— 0,0858
0,826	0,00163	0,00185	— 0,1190
0,942	0,00195	0,00235	— 0,1700

Gusseiserne Leitung. H. XIX. $d = 0{,}508$.

v	φ	φ'	$\frac{\varphi - \varphi'}{\varphi}$
0,227	0,00012	0,00011	+ 0,0936
0,474	0,00048	0,00047	+ 0,0215
0,587	0,00076	0,00071	+ 0,0700
0,750	0,00121	0,00117	+ 0,0343

Gusseiserne Leitung. F. XX. $d = 0{,}508$.

v	φ	φ'	$\frac{\varphi - \varphi'}{\varphi}$
0,29	0,00023	0,00017	+ 0,3440
0,45	0,00044	0,00042	+ 0,0477
0,59	0,00073	0,00072	+ 0,0138
0,71	0,00104	0,00104	0,0000
0,79	0,00134	0,00129	+ 0,0387
0,87	0,00158	0,00156	+ 0,0128
1,00	0,00199	0,00207	— 0,0386
1,05	0,00228	0,00228	0,0000
1,14	0,00272	0,00269	+ 0,0111
1,19	0,00300	0,00294	+ 0,0204
1,22	0,00313	0,00309	+ 0,0130
1,23	0,00320	0,00314	+ 0,0191

Tabelle zur Formel $d\varphi = b_1 v^2 = \left(0{,}000512 + \frac{0{,}0003847}{\sqrt{d}}\right) v^2$

(für reine Leitungen).

d	b_1	$\frac{\varphi}{\mathfrak{M}^2} = \frac{16\, b_1}{d^5 \pi^2}$	d	b_1	$\frac{\varphi}{\mathfrak{M}^2} = \frac{16\, b_1}{d^5 \pi^2}$
0,02	0,0032385	1640694	0,400	0,0011214	0,17754
0,03	0,0027383	182688	0,425	0,0011034	0,12901
0,04	0,0024400	38630	0,450	0,0010868	0,09548
0,05	0,0022364	11601,6	0,475	0,0010714	0,07183
0,06	0,0020862	4349,3	0,500	0,0010573	0,054844
0,07	0,0019694	1899,66	0,550	0,0010319	0,033235
0,08	0,0018753	927,72	0,600	0,0010098	0,021052
0,09	0,0017973	493,46	0,650	0,0009902	0,013835
0,10	0,0017313	280,68	0,700	0,0009728	0,009383
0,125	0,0016026	85,054	0,750	0,0009512	0,006539
0,150	0,0015076	32,184	0,800	0,0009430	0,004665
0,175	0,0014337	14,1598	0,850	0,0009302	0,003399
0,200	0,0013742	6,9618	0,900	0,0009184	0,002521
0,225	0,0013249	3,7244	0,950	0,0009075	0,001902
0,250	0,0012831	2,1302	1,000	0,0008975	0,001455
0,275	0,0012473	1,28556	1,100	0,0008796	0,000885
0,300	0,0012160	0,81124	1,200	0,0008640	0,000563
0,325	0,0011883	0,53134	1,300	0,0008501	0,000371
0,350	0,0011637	0,35922	1,400	0,0008378	0,0002525
0,375	0,0011416	0,24956	1,500	0,0008268	0,0001765

Anhang.

Es dürfte vielleicht erwünscht sein, bezüglich des Gebrauches der Tabellen bei Lösung von Aufgaben in der Praxis einige Anleitung zu geben:

Die vorkommenden Aufgaben bestehen immer darin, zwei von den vier Grössen v, φ, $\mathfrak{M}$ und d als Functionen der beiden anderen zu bestimmen; es sind also sechs solche Aufgaben möglich:

1) Es ist gegeben d und v, man verlangt φ und $\mathfrak{M}$.

$\mathfrak{M}$ findet sich sehr leicht aus $\mathfrak{M} = \frac{d^2 \pi v}{4}$ und ebenso φ aus der Formel $\varphi = \frac{b_1 v^2}{d}$, worin b_1 als Function von d aus der vorstehenden Tabelle entnommen werden kann.

2) Man gibt das Gefälle φ und die Wassermenge $\mathfrak{M}$ und sucht v und d.

Eliminirt man aus den beiden Gleichungen

$$d\varphi = \left(\alpha + \frac{\beta}{\sqrt{d}}\right) v^2 \text{ und } \mathfrak{M} = \frac{d^2 \pi v}{4}$$

die Geschwindigkeit v, so erhält man

$$d\varphi = \left(\alpha + \frac{\beta}{\sqrt{d}}\right) \frac{16\,\mathfrak{M}^2}{d^4 \pi^2}$$

und hieraus

$$\frac{\varphi}{\mathfrak{M}^2} = \left(\alpha + \frac{\beta}{\sqrt{d}}\right) \frac{16}{d^5 \pi^2}.$$

Man kann nun den Werth für $\frac{\varphi}{\mathfrak{M}^2}$ rechnen, in der Tabelle aufsuchen und derselben den Werth für d entnehmen, wonach sich v ergibt aus der Formel

$$v = \frac{4\,\mathfrak{M}}{d^2 \pi}.$$

Hat man keine Tabelle zur Verfügung, so muss man obige Gleichung für $\frac{\varphi}{\mathfrak{M}^2}$ nach d auflösen; das gibt

$$d^{\frac{11}{2}} \frac{\pi^2}{16} \left(\frac{\varphi}{\mathfrak{M}^2}\right) - \alpha\sqrt{d} - \beta = 0.$$

Um hieraus d zu bekommen, vernachlässigt man zunächst den kleinen Werth β und erhält so

$$d = \sqrt[5]{\frac{\alpha\, 16\, \mathfrak{M}^2}{\pi^2 \varphi}}.$$

Mit diesem d berechnet man $\alpha\sqrt{d} + \beta$ und durch Einsetzen dieses

$$d = \sqrt[\frac{11}{2}]{\frac{16\,(\alpha\sqrt{d} + \beta)\,\mathfrak{M}^2}{\pi^2 \varphi}}$$

genauer; sodann v.

3) Ist Gefälle φ und Durchmesser d gegeben und man verlangt $\mathfrak{M}$ und v, so findet man dies, indem man $v = \sqrt{\frac{d\varphi}{\alpha + \frac{\beta}{\sqrt{d}}}}$ rechnet und hiermit $\mathfrak{M} = \frac{d^2 \pi v}{4}$.

Man kann auch aus der Tabelle den dem Durchmesser d zukommenden Werth von $\frac{\varphi}{\mathfrak{M}^2}$ entnehmen und damit $\mathfrak{M}$ berechnen, hierauf $v = \frac{\mathfrak{M}}{\frac{d^2 \pi}{4}}$.

4) Kennt man das Gefälle φ und die Geschwindigkeit v und es soll d und $\mathfrak{M}$ gefunden werden, so gibt die Gleichung $d\varphi = b_1 v^2$ den Werth $\frac{\varphi}{v^2} = \frac{b_1}{d} = \frac{\alpha + \frac{\beta}{\sqrt{d}}}{d}$ und da $\frac{\varphi}{v^2}$ bekannt ist, kann d durch Annäherung gefunden werden, wenn man wieder $\beta = 0$ setzt und $d = \frac{\alpha v^2}{\varphi}$ rechnet; durch eine zweite Annäherung bekommt man $d = \frac{v^2}{\varphi}\left(\alpha + \frac{\beta\sqrt{\varphi}}{v\sqrt{\alpha}}\right)$; man findet dann $\mathfrak{M} = \frac{d^2 \pi v}{4}$.

5) Gibt man den Durchmesser d und die Wassermenge $\mathfrak{M}$ und sucht v und φ, so ergibt sich v aus der Gleichung $v = \frac{4\,\mathfrak{M}}{d^2 \pi}$, sodann $\varphi = \left(\alpha + \frac{\beta}{\sqrt{d}}\right) \frac{v^2}{d}$.

Auch hier kann man aus der Tabelle den dem Durchmesser d entsprechenden Werth von $\frac{\varphi}{\mathfrak{M}^2}$ entnehmen und daraus φ bestimmen, sodann v.

6) Wenn man endlich die Geschwindigkeit v und die Wassermenge $\mathfrak{M}$ gibt und sucht φ und d, so findet man d einfach aus $d = \sqrt{\frac{4\,\mathfrak{M}}{\pi v}}$ und φ aus $\varphi = \left(\alpha + \frac{\beta}{\sqrt{d}}\right) \frac{v^2}{d}$ oder aus dem der Tabelle entnommen $\frac{\varphi}{\mathfrak{M}^2}$.

Viel einfacher und rascher lassen sich jedoch alle diese Aufgaben mittelst der graphischen Tabelle (Taf. XV) lösen, welcher die Logarithmen der Formelwerthe zu Grunde gelegt sind.

Soll z. B. die zweite Aufgabe gelöst werden, wenn für $\varphi = \frac{1}{1000}$ und $\mathfrak{M} = 0{,}100^{\text{cbm}} = 100^{\text{l}}$ pro Secunde gegeben ist, so sucht man den Schnittpunkt der Verticalen für $\varphi = \frac{1}{1000}$ mit der (schwach geneigten) Linie 100 L. Derselbe liegt etwas unterhalb der Horizontalen für $d = 0{,}45^{\text{m}}$; durch einfaches Interpoliren zwischen den Linien 0,4 und 0,45 erhält man hinreichend genau $d = 0{,}445^{\text{m}}$.

Man sieht ferner, dass jener Schnittpunkt zwischen den steileren Geraden für $v = 0{,}6$ und $0{,}7$ gelegen ist; interpolirt man hier ebenso, so findet man $v = 0{,}64$.

Aus der Rechnung erhält man für dieses Beispiel $d = 0{,}4453$ und $v = 0{,}6421$.

Genauer verfährt man bei den Interpolationen, wenn man mit Rücksicht darauf, dass die Tabelle logarithmisch aufgetragen ist, sich einen Maassstab construirt, indem man auf einen Streifen Papier die Logarithmen der Zahlen von 1—10 (in beliebigem Maassstabe) aufträgt, und diesen nun so auf die Tabelle legt, dass die beiden Endpunkte (0 und 10) auf die beiden dem bezüglichen Schnittpunkt zunächst gelegenen Parallelen zu liegen kommen. In dieser Lage verschiebt man ihn zwischen den beiden Parallelen so, dass seine Kante an den betreffenden Schnittpunkt kommt, und kann dann die Zehntel sehr genau an ihm ablesen.

Qualitäts-Normen für Papiersorten.

Dem Unterzeichneten sind in den letzten Jahren von Behörden und anderen Papier-Consumenten wiederholt Papierproben verschiedener Art zur Feststellung ihrer Güte, insbesondere ihrer gesammten Widerstandsfähigkeit gegen mechanische Einwirkungen übermittelt worden. Andererseits wurden ihm auch von verschiedenen Fabrikanten, denen es mit Herstellung bester Qualitäten Ernst war, Proben zugestellt, an denen ermessen werden konnte, welche Festigkeits- und Dehnbarkeitswerthe zuverlässig bei gutem Willen und bei sorgfältiger Durchführung des Fabrikationsprocesses für die wichtigeren Papiersorten erreicht werden können. Aus den zahlreichen Ergebnissen mit Proben der letzteren und für eine angenäherte Werthschätzung von Proben der erst bezeichneten Art hat sich der Unterzeichnete eine Tabelle von Qualitäts-Normen der hauptsächlichen Papiersorten angelegt, die theilweise zwar schon in der Hofmann'schen Papier-Zeitung (Jahrg. 1880, Nr. 11 und Jahrg. 1881, Nr. 3) publicirt wurde, hier jedoch in noch grösserer Vollständigkeit zur Mittheilung gebracht wird.

Die Tabelle enthält

1) den zulässigen Maximalwerth des Aschengehaltes der Papiersorten für den Zustand der Lufttrockenheit, wenn die Einfügung mineralischer Füllstoffe — wie zu fordern — unterlassen wird;

2) den Minimalwerth der Reisslänge in Kilometern, d. h. diejenige geringste Länge eines parallelkantigen frei hängend gedachten Streifens, bei welcher infolge des Eigengewichtes die Zerreissung eintritt; diese Zahl ergiebt sich aus Bruchbelastung des Probestreifens P^{kg} und metrischer Feinheitsnummer desselben N nach der einfachen Beziehung

$$R = P . N;$$

3) den Minimalwerth der Bruchdehnung in Procenten, d. h. die procentale Verlängerung eines parallelkantigen Probestreifens bei Ueberführung von Spannung Null bis zur Bruchspannung (δ Proc.);

4) den Minimalwerth des Arbeitsmoduls, reducirt auf einen Streifen von der Länge 1^{m} und der metrischen Feinheitsnummer 1 oder (was auf denselben Werth führt) auf das Gewicht von 1^{g} des lufttrockenen Materials, ausgedrückt in Meterkilogramm. Mit Rücksicht auf die ganz regelmässige Gestalt des Spannungsdiagrammes und nach detaillirter Ausmessung vieler solcher Diagramme kann dieser Arbeitsmodul angenähert berechnet werden nach

$$A = \frac{2}{3} . \frac{\delta}{100} . R.$$

Nach meiner Meinung giebt der Zahlenwerth A den zuverlässigsten und concisesten Ausdruck für die totale Widerstandsfähigkeit der Papiere gegen mechanische Einwirkungen aller Art.

Bei Maschinenpapieren sind die Zahlenwerthe 2—4 so zu verstehen, dass die Probestreifen sowohl in der Arbeitsrichtung, als querlaufend herausgeschnitten wurden und von den so gewonnenen Zahlen der Mittelwerth genommen ist. Bei guten Maschinenpapieren erreicht die Zerreissungsfestigkeit in der Querrichtung mindestens $^{3}/_{4}$ derjenigen in der Arbeitsrichtung und die Bruchdehnung der letzteren mindestens $^{3}/_{4}$ derjenigen in der Querrichtung.

Sämmtliche Werthe für R, δ und A wurden aus Diagrammen abgeleitet, die mittelst des Zerreiss-Apparates von D. Reusch (s. Civilingenieur, Jahrg. 1879, S. 585) erhalten wurden. Dieser Apparat, dessen Handhabung keine grössere Bemühung erfordert, als das vielverbreitete „Dasymeter" von Horack, kann durch den Mechaniker Oscar Leuner am hiesigen Polytechnikum für den Preis von 300 ℳ. erlangt werden.

Alle Papiersorten sind frei von geschliffenem Holze vorausgesetzt, wie das aus bekannten Gründen für beste Qualitäten nicht anders sein kann.

Papiersorte.	Aschengehalt. Proc.	Reisslänge. Km.	Bruchdehnung. Proc.	Arbeitsmodul. Mkg. pro 1g.
Fliesspapier, weisses . .	0,5	0,90	1,0	0,006
Druckpapier, Harzleimung .	2,0	2,0	2,0	0,027
Conceptpapier, „ .	2,0	3,0	2,5	0,050
Mundirpapier, Briefpapier .	2,0	4,0	3,0	0,080
Geschäftsbücher-, Harzleimg.	2,0	4,5	3,5	0,105
Urkundenpapier, Actendeckel, Thierische Leimung	1,0	5,5	4,5	0,165
Pergamentpapier	0,6	5,4	4,8	0,173

Bemerkenswerth ist, dass der Arbeitsmodul der letzten beiden Papiersorten denjenigen des besten Urkundenpergaments ($A = 0{,}133^{mkg}$) noch übertrifft; auch möchte ich bestätigen, dass es in Deutschland Fabrikanten giebt, welche in ihren Papieren die hier aufgestellten Normen noch erheblich übertreffen. Die oft gehörte Klage, dass wirklich gute Papiere, welche gegen Zerstörung ähnliche Garantien bieten, wie etwa die Actenpapiere früherer Jahrhunderte, in Deutschland nicht zu haben wären, wird hierdurch hinfällig.

Dresden, den 1. Mai 1881.

Dr. Hartig.

Zur Theorie des Indicatordiagrammes

Von

J. Lüders in Aachen.

Es ist genügend bekannt, dass die Expansionscurve des Indicatordiagrammes sich um so mehr über die von ihrem Anfange aus gezogene adiabatische Linie erhebt, je grösser der während der Volldruckperiode durch Condensation an den Cylinderwandungen entstandene Wassergehalt des Dampfes ist. In der nachfolgenden Erörterung soll nun der analytische Ausdruck der Beziehung gegeben werden, welche zwischen dem Wassergehalte des Dampfes und der Gestalt der Expansionscurve obwaltet.

Ausser den Zeuner'schen Bezeichnungen mögen die folgenden gebraucht werden:

Q die Wärmemenge, welche in einem beliebigen Zeitpunkte der Expansionsperiode in den Cylinderwandungen vorhanden ist.

V das Volumen des gleichzeitig im Dampfcylinder befindlichen Gemisches von Dampf und Wasser.

$\frac{1}{\eta} = \frac{v}{V}$ das constante Verhältniss des Volumens V zu dem Volumen v eines Kilogrammes Flüssigkeit von derselben Zusammensetzung.

ϑ die Function $\int \frac{dQ}{T}$, welche also der Function $\tau = \int \frac{dq}{T}$ analog ist.

Es ist nun zunächst:

$$xu + \sigma = v = \frac{V}{\eta},$$

ferner, wenn σ als sehr klein gegen xu vernachlässigt wird:

$$\log x + \log u = \log V - \log \eta,$$

$$dx = x \left\{ \frac{dV}{V} - \frac{du}{u} \right\} \quad \ldots \ldots \quad (1)$$

Der Zustandsgleichung des Wasserdampfes zufolge ist:

$$x \frac{r}{T} + \tau + \vartheta = \frac{x_1 r_1}{T_1} + \tau_1 + \vartheta_1 \quad \ldots \quad (2)$$

$$d\left(\frac{xr}{T}\right) + \frac{dq}{T} + \frac{dQ}{T} = 0 \quad \ldots \quad (3)$$

Wird die Differentiation $\left(\frac{xr}{T}\right)$ ausgeführt und dann für dx sein Werth aus (1) eingesetzt, so ergiebt die weitere Entwickelung:

$$x = \frac{dq + dQ}{r \left\{ \frac{dt}{T} - \frac{dr}{r} + \frac{du}{u} - \frac{dV}{V} \right\}} \quad \ldots \quad (4)$$

Wäre σ nicht vernachlässigt worden, so wäre

$$x = \frac{dq + dQ + \frac{dV}{V} \cdot \frac{\sigma}{u}}{r \left\{ \frac{dt}{T} - \frac{dr}{r} + \frac{du}{u} - \frac{dV}{V} \right\}} \quad \ldots \quad (5)$$

Es mag bemerkt werden, dass die Gleichung (5) das Mittel liefern würde, um aus dem Indicatordiagramme allein, ohne jede andere Angabe, den Wassergehalt des Dampfes zu bestimmen; da indessen das entsprechende Verfahren wegen der relativen Kleinheit von $\frac{dV}{V} \cdot \frac{\sigma}{u}$ ganz unausführbar ist, so soll hier nicht weiter auf dasselbe eingegangen werden.

In der Gleichung (4) kommt x und überhaupt ein Bezug auf einen anderen Punkt des Diagrammes, als den durch V charakterisirten, nicht mehr vor, dafür aber die dem Diagramme zu entnehmende Grösse $\frac{dV}{V}$. Allerdings liesse sich mittelst der Gleichung $x_1 = x \frac{u}{V} \cdot \frac{V_1}{u}$ dasselbe in Bezug auf x_1 in Gleichung (2) erreichen, es wird sich aber sogleich zeigen, dass

der Ausdruck $\frac{dV}{V}$ in anschaulicherem Bezuge zu der Gestalt der Expansionscurve steht, als $\frac{u}{u_1} \cdot \frac{V_1}{V}$. Dasselbe gilt von $\frac{dq + dQ}{dt}$ verglichen mit $\vartheta = \int \frac{dQ}{dt}$.

Wird σ nicht berücksichtigt, so kann $u = s$ gesetzt werden und ist dann der Werth $\frac{du}{u} = \frac{ds}{s}$ aus der Gleichung $p s^{1,0646} =$ Const. erhältlich. Ebenso kann die Expansionscurve des Diagrammes im Ganzen oder in einzelnen Theilen durch eine Gleichung $p V^n =$ Const. wiedergegeben werden, wo

$$n = \frac{\log p_0 - \log p}{\log V - \log V_1}.$$

Zur Grenze übergehend wird

$$n = -\frac{dp}{p} \cdot \frac{V}{dV} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (6)$$

d. h. gleich dem Verhältnisse der, selbstverständlich unter Berücksichtigung des schädlichen Raumes zu bestimmenden Abscisse V zur Subtangente $\frac{dV}{V} \cdot p$. Werden nun $\frac{ds}{s}$ und $\frac{dV}{V}$ mit Hülfe von (6) und der Gleichung:

$$m = 1{,}0646 = -\frac{dp}{p} \cdot \frac{s}{ds}$$

aus (4) eliminirt, so wird unter Berücksichtigung, dass $A p u = \frac{rp}{T} \cdot \frac{dt}{dp}$

$$x = \frac{\frac{dq}{dt} + \frac{dQ}{dt}}{\frac{r}{T} - \frac{dr}{dt} + \frac{r}{T} \cdot \frac{r}{A p u}\left(\frac{1}{n} - \frac{1}{m}\right)} \quad . \quad . \quad (7)$$

Liesse sich nun $\frac{dq + dQ}{dt}$ bestimmen, so wäre x bekannt, es lässt sich aber aus den Diagrammen nur $\eta \frac{dq + dQ}{dt}$ berechnen.

Die Gleichung $dx = x \left\{\frac{dV}{V} - \frac{ds}{s}\right\}$ zeigt, dass ein eminenter Werth von x, welcher der Sachlage nach nur ein Minimum sein kann, möglich ist.

Dieser kleinste Werth von x würde eintreten für $m = n = 1{,}0646$, also für $0{,}9393 = \frac{1}{n}$. Wird also die Subtangente gleich $0{,}9393$ der Abscisse, so erreicht der Wassergehalt des Dampfes seinen grössten Werth. Für $\frac{r}{T} - \frac{dr}{r} = \frac{r}{T} \cdot \frac{r}{A p u}\left(\frac{1}{m} - \frac{1}{n}\right)$ erreicht $q + Q$ seinen grössten Werth und hört damit die Condensation des Dampfes an den Cylinderwandungen auf. Es muss dann, da $\frac{dr}{dt} = -\left\{0{,}695 + 0{,}00004\,t + 0{,}0000009\,t^2\right\}$ immer einen negativen, $-\frac{dr}{dt}$ also immer einen positiven Werth hat, $\frac{1}{m} > \frac{1}{n}$, also $n > m$ sein. Für $p = 6^{\text{kg}}$ tritt beispielsweise der eminente Werth von $q + Q$ ein bei $\frac{1}{n} = 0{,}9393 - \frac{1{,}873}{12{,}744}$ oder bei $n = 1{,}15$.

Fällt die Expansionscurve anfangs sehr steil ab, so wird während der Expansionsperiode also möglicherweise noch Condensation des Dampfes stattfinden. Für $q + Q =$ Max. wäre $\frac{dQ}{dt} = -\frac{dq}{dt}$. Es würde also auch nach Ueberschreitung des eminenten Werthes noch Wärmeabgabe an die Cylinderwandungen stattfinden, aber sie kann aus der Flüssigkeitswärme des vorhandenen Wassers bestritten werden und braucht nicht mehr der inneren Dampfwärme entlehnt zu werden. Schliesslich wird $\frac{dQ}{dt} = 0$. Wäre der Punkt, wo dieses eintritt, im Diagramm erkenntlich, so wäre x bestimmt und zwar wäre:

$$x = \frac{c}{\frac{r}{T} - \frac{dr}{dt} + \frac{r}{T} \cdot \frac{r}{A p u}\left(\frac{1}{n} - \frac{1}{m}\right)} \quad . \quad . \quad (8)$$

Jedenfalls liegt der Punkt $\frac{dQ}{dt} = 0$, welchen man als den „adiabatischen Punkt“ bezeichnen könnte, nicht weit von dem „isobarischen“, durch $n = m$ bestimmten, und wäre deshalb vielleicht der Schluss gestattet, dass, wenn ein isobarischer Punkt vorhanden ist, wenigstens das aus Gleichung (8) sich ergebende Mischungsverhältniss x stattfindet, welches, wie die weiterfolgende Tabelle zeigt, niemals sehr verschieden von $0{,}5$ ist. Mit voller Sicherheit wird sich übrigens die Lage des Punktes $n = m$ niemals ermitteln lassen, da die Diagramme fast immer im Anfange der Expansionscurve einige Unregelmässigkeiten zeigen, und überhaupt sowohl die Ziehung der Tangenten, als die Berechnung von n aus p und v nicht sicher zu bewerkstelligen ist.

Derselben Schwierigkeit begegnet man auch bei dem Versuche, mittelst der Gleichung:

$$1{,}41 = -\frac{dp}{p} \cdot \frac{v}{dv}$$

die adiabatischen Punkte des Diagrammes einer geschlossenen Luftmaschine zu bestimmen. Die Lage dieser Punkte würde die Stellen des Hubes bezeichnen, an welchen die Wärmeaufnahme beziehungsweise die Wärmeabgabe der eingeschlossenen Luft aufhört, und kann dann zur Bestimmung des Nutzeffectes der Maschine dienen, wie schon Rankine in seinem „manual of the steam engine", Seite 343 (4. Auflage), auseinandersetzt.

Die nachstehenden Tabellen geben nun über den Bezug zwischen x und n weitere Auskunft:

Tabelle der Werthe von $x . \frac{dt}{dq + dQ} = \frac{1}{\frac{r}{T} - \frac{dr}{dt} + \frac{r}{T} \frac{r}{Apu} \left\{ \frac{1}{n} - \frac{1}{m} \right\}}$.

$n =$	1,0646	1,0	0,95	0,90	0,85	0,80	0,75	0,70	0,65
$p = 8$	0,5474	0,3932	0,3161	0,2595	0,2162	0,1820	0,1544	0,1316	0,1124
7	0,5410	0,3860	0,3092	0,2531	0,2105	0,1770	0,1499	0,1276	0,1090
6	0,5345	0,3779	0,3015	0,2467	0,2043	0,1715	0,1449	0,1233	0,1052
5	0,5261	0,3687	0,2929	0,2383	0,1972	0,1652	0,1394	0,1185	0,1017
4	0,5166	0,3580	0,2828	0,2292	0,1888	0,1581	0,1335	0,1130	0,0960
3	0,5041	0,3445	0,2703	0,2181	0,1784	0,1495	0,1257	0,1064	0,0904
2	0,4891	0,3279	0,2550	0,2046	0,1675	0,1391	0,1167	0,0986	0,0805
1	0,4648	0,3005	0,2301	0,1824	0,1481	0,1223	0,1021	0,0859	0,0727
$^1/_2$	0,4431	0,2671	0,2096	0,1647	0,1329	0,1093	0,0909	0,0762	0,0639

Tabelle der Werthe von $\frac{dq + dQ}{dt} . \frac{1}{x} = \frac{r}{T} - \frac{dr}{dt} + \frac{r}{T} . \frac{r}{Apu} . \left\{ \frac{1}{n} - \frac{1}{m} \right\}$.

$n =$	1,0646	1,0	0,95	0,90	0,85	0,80	0,75	0,70	0,65
$p = 8$	1,8269	2,5431	3,1638	3,8541	4,6258	5,4932	6,4761	7,6001	8,8975
7	1,8483	2,5909	3,2344	3,9051	4,7502	5,6494	6,6685	7,8345	9,1790
6	1,8725	2,6461	3,3164	4,0527	4,8950	5,8320	6,8936	8,1081	9,5027
5	1,9009	2,7117	3,4142	4,1956	5,0705	6,0509	7,1636	8,4365	9,8345
4	1,9358	2,7532	3,5363	4,3626	5,2965	6,3248	7,4873	8,8475	10,4178
3	1,9837	2,9030	3,6996	4,5856	5,6034	6,6893	7,9508	9,9341	11,0585
2	2,0446	3,0496	3,9205	4,8890	5,9717	7,1886	8,5676	10,1455	11,9739
1	2,1514	3,3282	4,3470	5,4823	6,7502	8,1753	9,7898	11,6379	13,7687
$^1/_2$	2,2568	3,7439	4,7716	6,0699	7,5217	9,1531	11,0020	13,1170	16,6566

Mit wenigen, wahrscheinlich durch Undichtigkeiten hervorgebrachten Ausnahmen zeigen nun die Diagramme, dass die Wärmeaufnahme der Wandungen sehr bald nach Eintritt der Expansion aufhört, wenn sie überall

noch während der Expansion stattfand und dass x also mit dem Hube, d. h. bei fallender Spannung und thatsächlich abnehmenden Werthen von n zunimmt, während die Tabelle x alsdann abnehmen lässt.

Es ist deshalb unmöglich, dass $\frac{dq + dQ}{dt}$ einen nahezu constanten Werth hat und dass $q_1 - q + Q_1 - Q$ der Temperaturabnahme des Dampfes proportional ist, wie mitunter angenommen wird. Der Werth von $\frac{dq + dQ}{dt}$ lässt sich, wie schon oben erwähnt wurde, nur behaftet mit dem nicht theoretisch bestimmbaren Factor η ermitteln. Es ist:

$$\eta \left\{ q_1 - q + Q_1 - Q \right\} = A(F - F_1) + \varrho \frac{V}{u} - \varrho_1 \frac{V_1}{u},$$

wo F die in Kilogrammmetern ausgedrückte Fläche des Diagrammes ist. Würden $A(F - F_1)$ und V als Functionen der Temperatur bestimmt, was sich schon ausführen liesse, so würde auch $\eta \frac{dq + dQ}{dt}$ als Temperaturfunction bestimmt sein. Indessen ist es nicht nothwendig, den allgemeinen Ausdruck für $\eta \left\{ q_1 - q + Q_1 - Q \right\}$ herzustellen, es genügt vielmehr, die Differenzen $\varDelta(q + Q)$ für einige Intervalle zu bestimmen. Dabei brauchen die $\varDelta F$ nicht etwa mit Hülfe des Planimeters bestimmt zu werden, man kann sie vielmehr als Theile einer Fläche berechnen, welche durch eine Mariotte'sche Expansionscurve oder durch eine Curve $p V^n = \text{Const.}$ begrenzt werden. Die Schwierigkeit der Berechnung liegt in der Messung der Ordinaten p behufs Bestimmung von u und ϱ; kleine Differenzen in der Messung haben einen grossen Einfluss auf die Werthe von $\frac{\varrho}{u}$.

Die nachstehende Tabelle giebt einige schon einigermaassen ausgeglichene Werthe von n und ferner die uncorrigirten und mit augenscheinlichen Fehlern behafteten Werthe von $\eta \varDelta(q + Q)$, sowie die entsprechenden Temperaturdifferenzen für das Diagramm vom 21. August der Bissinger'schen Versuche (XX. Seite 339), welches Herr Escher in seiner Abhandlung „Ueber den Einfluss der Cylinderwandungen etc." (XXII. Seite 34) mit anderen Diagrammen zusammen eingehend besprochen hat. Es ist dabei das Diagramm unter Hinzurechnung der dem Volumen der schädlichen Räume entsprechenden Fläche in zehn gleichen Abschnitten der Abscissenachse entsprechende Intervalle getheilt worden.

Theile des Hubes	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
n					0,903	0,866	0,838	0,731	0,535	
$A \varDelta F$	Volldruck		0,46	0,32	0,26	0,19	0,15	0,13	0,11	
$\varDelta \varrho \frac{V}{u}$			0,3	0,65	0,90	0,10	0,56	0,36	1,02	
$\varDelta(q + Q) = A \varDelta F + \varDelta \varrho \frac{V}{u}$			0,56	0,97	1,16	0,29	0,71	0,49	1,13	
$\varDelta t$			12,73	8,03	4,74	3,86	3,64	1,34	1,26	

Wird $q_1 - q + Q_1 - Q$, also $\Sigma \varDelta(q + Q)$ als Ordinate auf der Abscissenachse V aufgetragen, so ergiebt sich als mittlerer, die vorhandenen Ungenauigkeiten ungezwungen ausgleichender Zug eine ansteigende gerade Linie, welche nur an den Enden sich mehr asymptotisch den Richtungen der beiden Achsen beziehungsweise anzuschliessen scheint.

Leloutre hat in seinen „Recherches expérimentales" (Bulletin de la société industrielle du Nord de la France 1874, Seite 197) diejenigen Werthe von $\varDelta(q + Q)$ gegeben, welche er aus Diagrammen der bekannten Hirn'schen Maschine zu Logelbach abgeleitet hatte. Diese Werthe und die zugehörigen (eingeklammerten) Temperaturdifferenzen betragen für die letzten acht Zehntel des Hubes anfangend von der Volldruckperiode aus:

6,59 (5,92) 6,21 (3,60) 5,64 (2,78) 5,80 (2,26) 5,73 (1,94) 5,44 (1,56) 5,42

und schliessen sich also noch weit genauer an die grade Linie, als die aus dem Bissinger'schen Diagramme abgeleiteten Werthe. Es steht demnach die Ansicht, welche Herr Emil Herrmann auf Seite 215 seines „Compendium der mechanischen Wärmetheorie"

macht, wenigstens mit den von Herrn Leloutre gefundenen Resultaten nicht im Einklange. Es heisst am a. O. „Uebrigens fand auch Hirn unabhängig von uns diesen Satz für noch kleinere Füllungen bestätigt und sagen wir daher: In dem Cylinder einer Dampfmaschine expandirt der Dampf unter Wärmeaufnahme, und zwar ist die Grösse derselben der Temperaturabnahme des Dampfes proportional.“ Herr Herrmann hat allerdings nicht die Werthe von $\eta \Delta (q + Q)$ aus den Diagrammen berechnet, sondern stützt seine Ansicht auf Zahlen, welche den Werthen $1 + \frac{\vartheta_1 - \vartheta}{\tau_1 - \tau}$ proportional sind und ausserdem nicht für gleiche Intervalle der Temperatur, sondern für gleiche Intervalle des Hubes berechnet zu sein scheinen. Bei der Hirn'schen Maschine ändert sich der Werth von $\frac{dq + dQ}{dt}$ während des Verlaufes der Expansion entsprechend dem Verhältnisse $\frac{6{,}61}{5{,}92} = 1{,}09$ bis $\frac{5{,}42}{1{,}56} = 3{,}5$, während bei der durch Herrn Bissinger untersuchten Maschine noch grössere Veränderungen desselben Verhältnisses stattgefunden zu haben scheinen. Es muss also, da $\frac{dq}{dt}$ stets einen die Einheit sehr wenig überschreitenden Werth hat, $\frac{dQ}{dt}$ um so grösser werden, je kleiner n wird. Wenn nun auch stark abnehmende Werthe von n, d. h. ein allmäliges Fallen der Expansionscurve einem grösseren Wassergehalte des Dampfes entsprechen, so ist der Schluss, als ob deshalb eine entsprechend grosse Eintrittscondensation stattfand, nicht ganz sicher. Man nimmt gewöhnlich an, dass die ganze Menge des anfänglich condensirten Wassers während des Ausblasens verdampfe und deshalb die Wandungen des Cylinders, soweit sie nicht durch den etwa bei der Compression niedergeschlagenen Dampf benetzt sind, beim Eintritte des Dampfes trocken seien. Indessen wäre es auch nicht unmöglich, dass eine gewisse Wassermenge ständig auf den Wandungen bliebe, zu welcher der anfänglich condensirte Dampf hinzutritt, um später wieder allmälig zu verdampfen. Dieses ständig vorhandene Wasser würde dann im Diagramme als condensirtes erscheinen und die Expansionscurve beeinflussen, während es für die calorimetrische Berechnung der Maschine gleichgültig sein würde, ob sich der eintretende Dampf an einer Metallfläche oder zunächst an einer Wasserschicht niederschlägt. Auch ist es schliesslich nicht unbedingt nothwendig, dass das an den Wandungen klebende Wasser stets der Dampftemperatur folgt und nicht sich zum Theile ähnlich wie die Cylinderwandungen verhält.

Die eben vorgebrachten Zweifel werden sich freilich wohl nie lösen lassen, nichts desto weniger wäre es vielleicht nicht unmöglich, aus der Gestalt der Expansionscurve und dem Verlaufe der Curven für $\eta(q_1 - q + Q_1 - Q)$ und $\eta \frac{dq + dQ}{dt}$, sowie auch der noch näher zu untersuchenden Function ϑ den Betrag der anfänglich niedergeschlagenen Dampfmenge einigermaassen abzuschätzen. Zur Zeit ist es aber noch unmöglich, solche Schlüsse zu machen, da die Anzahl der Versuche, bei welchen der wirkliche Dampfverbrauch ermittelt wurde und sich deshalb die Abhängigkeit von x, n u. s. w. verfolgen lässt, eine zu geringe ist, endlich auch eine systematische Verwerthung der erlangten Resultate für den in Rede stehenden Zweck nicht stattgefunden hat. Ausserdem sind bis jetzt fast nur Maschinen untersucht worden, welche mit hohen Expansionsgraden arbeiteten, so dass das Verhalten der grossen Mehrzahl der vorhandenen, unter mittleren Verhältnissen arbeitenden Maschinen am unbekanntesten ist. [1])

1) Leider ist wenig Aussicht vorhanden, mehr und vielseitigeres Material zu erhalten. Gewiss würde es erhebliche praktische Vortheile haben, wenn der Einfluss des Expansionsgrades, der Kolbengeschwindigkeit, der Dampfspannung und der Grösse der condensirenden Oberflächen auf die Eintrittscondensation bekannt wäre, aber diese Vortheile würden dem Ganzen zufallen, der auf den Einzelnen kommende Theil wäre meistens zu gering und steht ausser Verhältniss zu den aufzuwendenden Kosten und Unbequemlichkeiten. Die bis jetzt gemachten Versuche sind daher ja auch fast ausschliesslich von Vereinen — der Mülhausener industriellen Gesellschaft — oder dem Staate — dem nordamerikanischen Marinedepartement — angestellt worden. — Vielleicht wäre es möglich, den Dampf in ummantelten Cylindern zu cubiciren und dann die untersuchende Maschine aus einem von dem Messapparate stetig gefüllten, gleichfalls ummantelten Behälter aus zu speisen, um dergestalt rasch zu Resultaten zu kommen, während jetzt ein einziger Versuch der Wassermessung halber einen Tag beansprucht. Durch Einhängen von Drahtgeflechten liesse sich dann die innere Abkühlungsfläche der Dampfmaschine beliebig ändern. Wasserwerke mit Dampfbetrieb wären vielleicht am geeignetsten zur Anstellung systematischer Versuche, da die Pumpen einen constanten Widerstand bieten, der sich durch Einlegen anderer Plunger und gleichzeitiges Drosseln des austretenden Wassers modificiren liesse.

Schwache Punkte unseres Alltags-Bauwesens.

Von

O. Gruner in Dresden.

Von allen menschlichen Berufszweigen erweisen sich diejenigen am passivsten gegen zeitgemässe Reformen, deren Ursprung am weitesten zurückreicht; dahin gehören die Gewerbe, welche des Menschen Nahrung, Kleidung und Wohnung bereiten. In derselben Zeit, in welcher fast alle Locomotiven-Erbauer und Locomotivführer der Welt sich des Giffard'schen Injectors bemächtigten und die intrigante Excenterpumpe über Bord warfen, ist die Zahl der Brodbäcker, welche den holzverwüstenden Backofen unserer Väter durch einen rationell eingerichteten Dampfheizungs-Backofen ersetzten, vielleicht von $1^1/_4$ auf $1^1/_2$ Proc. gestiegen, und während im Laufe weniger Jahre die Daguerrotypie ruhmreichen Angedenkens gänzlich und auf immer das Feld der Photographie räumte, giebt es noch heute ganze Ortschaften, in denen die Angehörigen des älteren Webereihandwerkes, angesichts oftmals der übermächtigen, mechanischen Webereien, 10 Monate im Jahre feiern und darben, der trügerischen Hoffnung sich hingebend, es müsse die Herstellung von Calico und Leinwand auf dem Handstuhle doch bald wieder eine lohnende Beschäftigung werden!

Auch die Berufsthätigkeit des Häuserbaues gehört zu diesen übermässig conservativen Gewerben.

Mit einer bevorzugten Betonung des künstlerischen Antheils, dessen Pflege der Architektur einen unbestrittenen Platz unter den hohen Künsten bereitet hat und ihren heutigen Vertretern die höchste Befriedigung gewährt, geht eine empfindliche Vernachlässigung der technischen Seite Hand in Hand, trotz der Entwickelung, welche die Hülfs- und Hauptwissenschaften der Technik in neuerer Zeit erfahren haben und ganz im Gegensatze zu der Bautechnik des Alterthums, deren Werke mit den einfachsten Werkzeugen, aber auch mit der sorgfältigsten Berücksichtigung der Materialeigenschaften ausgeführt wurden; das Wenige, was z. B. die alten Aegypter von Naturkunde und Mathematik inne hatten, verstanden sie auch in ihren Bauwerken vollständig auszunutzen.

Angesichts der uns zur Verfügung stehenden reichen Auswahl von Materialien und der grossen Summe positiven Wissens, welche Chemie, Physik, Technologie, Mathematik und Mechanik dem Bautechniker der Neuzeit darbieten, können die Fehler und Mängel nicht entschuldigt werden, welche an einer der Quantität nach überwiegenden Klasse von Bauten unserer Zeit immer wiederkehren.

Fast jeder moderne Wohnungsbau lässt erkennen, dass die altbewährten Erfahrungen nicht berücksichtigt und die durch Wissenschaft und Technik gebotenen neuen Hülfsmittel nicht benutzt worden sind. Bei reinen Speculationsbauten darf dies vielleicht am wenigsten verwundern; seitdem es für leichter und dem Gemeinwohle ungefährlicher gilt, ohne Fachkenntnisse und Prüfungen Häuser zu bauen, als Processschriften abzufassen und fremde Rechtsangelegenheiten zu besorgen, steht es ja einem Jeden frei, sich als Baumeister aufzuspielen (wogegen das Gesetz den „Winkeladvokaten“ gleich einem „Pönhasen“ bekanntlich noch verfolgt [1]) und ein dem Reichstage neuerdings vorgelegter Gesetzentwurf gegen Unzuverlässigkeit der

1) Die einschlagenden gesetzlichen Bestimmungen des deutschen Reiches, deren Inhalt auch für die künftige Gestaltung anderer technischer Berufsarten (technische Experten für Gerichtsbehörden, verpflichtete Chemiker, Fabrik-Inspectoren, Brandversicherungs-Inspectoren, Patent-Anwälte u. s. w.) von Interesse sein kann, haben folgende Fassung:

Gerichtsverfassungsgesetz vom 27. Januar 1877: § 2. „Die Fähigkeit zum Richteramte wird durch die Ablegung zweier Prüfungen erlangt. Der ersten Prüfung muss ein dreijähriges Studium der Rechtswissenschaft auf einer Universität vorangehen. Von dem dreijährigen Zeitraume sind mindestens drei Halbjahre dem Studium auf einer deutschen Universität zu widmen. Zwischen der ersten und zweiten Prüfung muss ein Zeitraum von drei Jahren liegen, welcher im Dienste bei den Gerichten und

Tanz-, Turn- und Schwimmlehrer, der Trödler, Gesindevermiether und Auctionatoren die strengsten Maassregeln ins Feld führt) und von Leuten, die dem Bauwesen bisher entweder ganz fern standen oder ihm (nicht blos bildlich) als Handlanger angehörten, lässt sich nicht verlangen, dass sie einen Beruf mit Vollkommenheit betreiben, zu dessen gründlicher Erlernung (ganz abgesehen von künstlerischer Begabung) jahrelange Studien und praktische Erfahrungen gehören. Das Renommée des ganzen Standes leidet freilich darunter, denn wohl jeder Fachgenosse hat schon Gelegenheit gehabt, zu beobachten, wie bereitwillig kleine Misserfolge gegen jenen ausgebeutet werden und der Gesammtheit die Schuld des Einzelnen aufgeladen wird; aber so lange die fachlich gebildeten Techniker sich nicht selbst rühren und aufraffen, um die Verhältnisse zu ändern, dürfen sie sich auch nicht darüber beklagen. Der Anfang wäre vielleicht bei der gedankenlosen Freigebigkeit mit Titeln, wie: Baumeister, Ingenieur, Architekt u. s. w. zu machen und dahin zu wirken, dass diese nur von Leuten geführt werden, die auch dem allgemeinen, damit verknüpften Begriffe entsprechen.

Die Missstände, die hier speciell zur Sprache gebracht werden sollen, sind, wie schon angedeutet, zum grossen Theil auf Gedankenlosigkeit und Mangel an Beobachtungsgabe (zusammen treffend mit „Schlendrian" bezeichnet) zurückzuführen; Fragen der Aesthetik und eigentlichen Kunst sollen dabei ausgeschlossen bleiben.

Die Ansichten der Wissenschaft hinsichtlich sanitärer Einrichtungen haben sich in den letzten Jahrzehnten geändert und geklärt, die Ansprüche an Zweckmässigkeit und Comfort haben sich gesteigert, aber die Bauthätigkeit hat im Allgemeinen mit diesen Fortschritten und Mehrforderungen nicht Schritt gehalten, und so kommt es, dass hinsichtlich der Ventilation, Heizung und Abtritteinrichtungen die Insassen der grossen Gefangenhäuser und Arbeitsanstalten fast ohne Ausnahme besser daran sind, als die meisten Miether in gewöhnlichen Zinshäusern. Was zunächst die Ventilation betrifft, so findet man in den Wohnungen fast nirgends auch nur Anfänge zu darauf bezüglichen Anlagen. In gewöhnlichen Wohnzimmern begreift man das allenfalls noch; nicht mit Unrecht verlässt sich der Baumeister hier auf den durch Thür- und Fensterspalten meist überreichlich erfolgenden Luftwechsel. Weniger leicht zu entbehren sind Ventilationseinrichtungen in den Schlafzimmern, die ja der Regel nach mehrere Stunden gegen die Aussenwelt gänzlich abgeschlossen bleiben. Eine Stellklappe im Fenster, die mit der geöffneten Ofenthüre correspondirt, sollte hier wenigstens nicht fehlen. Am wenigsten aber kann man die Dunstabzüge in den Vorsälen und den Küchen vermissen, denn die nicht lüftbaren Vorsäle machen bei Krankheitsfällen die ärztliche Vorschrift einfach undurchführbar, einzelne Zimmer gegen Uebertragung von Ansteckungsstoffen abzuschliessen, und die unvermeidlichen Dampfentwickelungen in der Küche führen nothwendig, wenn jeglicher Abzug fehlt, den Erfolg herbei, dass Fenster und Wände der Küche schwitzen, die Metallgeräthe anlaufen und der Küchenbrodem (verbrannte Milch!) sich durch alle Wohnräume verbreitet. Stösst dann noch eine Mädchen- oder Speisekammer, die keinen directen Zugang hat und an einer kalten Umfassung liegt, an die Küche an, so kann man mit Bestimmtheit den Wänden und Schuhen Feuchtigkeit und Schimmel und den Speisen das Verderben voraussagen. Und doch liegt gerade hier das Mittel zur Abhilfe so nahe. Ein ca. 40^{cm} weiter Schlot in der Mauer, in dessen Mitte ein gusseisernes Rauchrohr steht, das durch die Küchenfeuer fast immer warm erhalten wird, führt durch eine mittels Schieber zu regulirende Abzugöffnung allen Küchendunst über Dach. Wir sind sehr geneigt, die riesigen Herdmäntel und steigbaren Schornsteine unserer Voreltern zu belächeln und zu beseitigen, aber wir vergessen, dass wir an deren Stelle nicht nur nichts Besseres gesetzt haben, sondern für Reinhaltung der Luft gleichgiltiger sind, als sie es waren. Dass Contore, Expeditionen und Werkstätten ohne Vorrichtungen zum Luftwechsel gebaut werden, ist geradezu unverantwortlich, zumal wenn man an die schon erwähnte zärtliche Fürsorge für die Strafarbeiter denkt; die bleichen, schwindsüchtigen Gesichter derer, die Jahr aus Jahr ein in solchen Mördergruben der Lungen und Nerven stecken müssen, müssten eigentlich den gedankenlosen Baumeistern wie ebenso viele

---

bei den Rechtsanwälten zu verwenden ist, auch zum Theil bei der Staatsanwaltschaft verwendet werden kann."

Rechtsanwaltsordnung vom 1. Juli 1878: § 1. „Zur Rechtsanwaltschaft kann nur zugelassen werden, wer die Fähigkeit zum Richteramt erlangt hat."

Civilprocessordnung § 143 (Winkeladvocaturen): „Das Gericht kann Parteien, Bevollmächtigten und Beiständen, denen die Fähigkeit zum geeigneten Vortrag ermangelt, den weiteren Vortrag untersagen. Das Gericht kann Bevollmächtigte und Beistände, welche das mündliche Verhandeln vor Gericht geschäftsmässig betreiben, zurückweisen. Auf Rechtsanwälte finden die Vorschriften dieses Paragraphen keine Anwendung."

Reichsstrafgesetzbuch § 132: „Wer unbefugt sich mit Ausübung eines öffentlichen Amtes befasst oder eine Handlung vornimmt, welche nur kraft eines öffentlichen Amtes vorgenommen werden darf, wird mit Gefängniss bis zu einem Jahre oder mit Geldstrafe bis zu 300 ℳ bestraft." Die Redaction.

Ankläger vorkommen. Wie leicht lässt sich auch hier zur rechten Zeit: während des Baues, Abhilfe schaffen; ein Kanal unter dem Fussboden nach dem Ofen, ein Kanal neben dem Schornsteine in der Wand, eine richtig gewählte Ofenconstruction — und der Erfolg wird in den meisten Fällen befriedigend ausfallen. In den öffentlichen Localen muss es mit dem Tabaksqualm und der Hitze schon sehr schlimm sein, wenn das Publikum sich über Verfälschung des allerwichtigsten Lebensmittels „Luft“ beschweren und den Wirth veranlassen soll, Abhilfe zu schaffen. Was thut nun der um seine Kundschaft bange Mann? — In acht Fällen von zehn greift er nach irgend einer obscuren Scheinerfindung, deren ja immer zur Hand sind und welche verheissen, auf wunderbare Weise, ohne Luftwechsel, aus der Luft„kloake“ einen wahren Luft„curort“ zu machen. Sonderbarer Weise beruhigt sich dann meist auch das „einsichtsvolle“ Publikum, wenn es nur einen abenteuerlich gestalteten Apparat sieht, oder ein Windrädchen schnurren hört. Dutzende grosser und kleiner Restaurationslocale werden jährlich neu geschaffen, aber an die Zuführung vorgewärmter, reiner Luft, deren Quantität der Luftverderbniss durch Menschen, Tabak, Gas und Speisedunst entspräche, und an die künstlich beschleunigte Abführung der verdorbenen Luft wird nur in den seltensten Fällen gedacht. Und doch geben die verschiedenen Constructionen von Mantelöfen, Sonnenbrennern, Combination von Rauch- und Luftkanälen so einfache und wirksame Hilfsmittel an die Hand.[1]) — Da Ventilation und Heizung fast untrennbar zusammenhängen, so wird auch auf dem Gebiete der letzteren vielfältig gesündigt. Was für Oefen findet man in den Miethwohnungen! — Wenn es blos das wäre, dass nur ein kleiner Bruchtheil des in den Kohlen steckenden Wärmeeffectes entwickelt und zur Heizung nutzbar gemacht wird; wenn es blos das damit zusammenhängende rasche Verrussen und oft zu wiederholende ungemüthliche Kehren der Oefen wäre; — aber da kommen noch alle möglichen anderen Chicanen vor: die Esse zieht gar nicht, oder blos bei gewisser Windrichtung, oder sie raucht ein, oder sie führt den Rauch aus den unteren Stockwerken in die oberen und dergl. mehr. Alle diese Fälle haben sich schon tausendfach wiederholt, und der Gegenstand wäre wohl wichtig genug, dass jeder Praktiker sich eingehend mit der Erforschung der Ursachen und Mittel zur Beseitigung beschäftigen sollte. Aber wie viele thun das denn? Die Schornsteine werden zwar in der durch die Bauordnung geforderten Anzahl im Plane eingezeichnet und vielleicht auch angelegt, aber ihre Lage in den Mauern wird nicht angemerkt, wird — vergessen. Der Baumeister kümmert sich nicht weiter um sie, sondern überlässt es dem Ofensetzer, ein Loch einzuschlagen, wo er just einen Schornstein finden mag. So bleiben einzelne Schornsteine gänzlich unbenutzt und andere werden überlastet. Wenn sich dann Uebelstände der geschilderten Art einstellen, so soll durch einen Schornsteinaufsatz, in ähnlich wunderbarer Weise wie bei der Ventilation, abgeholfen werden! Oder der Ofensetzer hat von der Vertrauensseligkeit (die ihren Grund in der Bequemlichkeit oder dem mangelnden Sachverständnisse bei der Bauführung hat) noch anderen Missbrauch gemacht und den Ofen so gesetzt, dass alle Wärme zur Esse hinaus fliegt, oder eine Durchwärmung der dicken Ausblendung nicht zu erzwingen ist, oder einzelne Züge nie gekehrt werden können. Der arme Miether aber hat die Folgen der Nachlässigkeit und Unkenntniss des Baumeisters zu tragen und schilt auf ihn und alle seine Collegen. Auch daher rührt z. Th. der oft beklagte Mangel der Werthschätzung des Baufaches. Man übersehe doch nicht, dass solche kleine Leiden, unter denen der Laie seufzt, dem Renommée des Standes mehr schaden, als gelungene grosse Ausführungen, für die jenem meist das Verständniss abgeht, ihm nützen! Und dem ersehnten Ziele der rauchfreien Verbrennung kommen wir bei einer derartigen Behandlung der Frage auch um keinen Schritt näher! — Derselben genialen Nonchalance wie für Lüftungs- und Heizungsfragen begegnen wir hinsichtlich der Herbeischaffung der Brennmaterialien und Beseitigung der Verbrennungsrückstände: vulgo Kohlen, resp. Asche. Wenn wir uns einer ewig lachenden Sonne erfreuten, könnten wahrlich die Einrichtungen für Anschaffung, Aufbewahrung und Herbeitragen zum Verbrauche der Kohlen nicht primitiver sein. Man vergegenwärtige sich das mit Geräusch, Schmutz, Materialverlust und Arbeitslöhnen verbundene Abladen vor dem Hause, das körbeweise Hereintragen durch die Hausflur und über die Kellertreppen. Ist denn das Gesetz der Schwerkraft den speculativen Baumeistern noch so unbekannt, dass sie keine Schlotten anlegen, durch welche die Kohlen von selbst in den Keller rollen? — Vielleicht schützen sie die Vorschriften der Bauordnung vor. Ja, aber an wem ist es denn, solche Vorschriften zu erlassen? Ist das die Sache der Leute

1) Vergl. Schmölcke, die Verbesserung unserer Wohnungen (Wiesbaden 1881), S. 54—92. Das empfehlenswerthe Büchelchen, das dem Verfasser erst nach Niederschrift vorliegender Betrachtungen zuging, enthält mehrere der hier nur kurz berührten Punkte in sehr ansprechender Ausführlichkeit behandelt.

Der Verfasser.

von Fach oder der Juristen, die dem Gegenstande fremd sind? — Und wenn nach der Strasse oder im Trottoir keine Einschnittöffnungen geduldet werden, warum legt man sie nicht in die Durchfahrt oder nach dem Hofe zu? — Weiter. Es existiren eine ganze Anzahl hübscher, bewährter Aufzugvorrichtungen, für Handbetrieb, Wasser- oder Gaskraft, die in England und Amerika längst in alltäglichen Gebrauch übergegangen sind, nicht sowohl für Personenbeförderung, als vielmehr für den Transport nicht zu grosser Lasten durch die verschiedenen Stockwerke. Was nützt's, sie auf Ausstellungen immer nur anzustaunen, anstatt sie auch bei uns für alltägliche Zwecke nutzbar zu machen? — Wie leicht liesse sich, etwa in Verbindung mit der städtischen Wasserleitung, eine Einrichtung herstellen, welche dem unaufhörlichen und unangenehmen Kohlentransporte auf den Treppen ein Ende machte. Diese Aufzüge könnten dann auch dazu dienen, Asche, Kehricht und sonstige trockene Abfälle nach dem Hofe zu schaffen, wenn man es nicht vorzöge, Kehrichtschächte anzulegen, welche in jedem Stockwerke eine Einwurföffnung haben und unten direct in den untergeschobenen Wechselwagen münden. In England erfreuen sich die meisten mehrgeschossigen Arbeiterwohnhäuser dieser Einrichtung; — bei uns kennt man sie in den besten Miethhäusern noch nicht, sondern verweist alle derartigen Transporte auf die „Treppe für Alles". Und diese Treppen! — Wenn man nach einigem Suchen, oder nachdem man durch übel angewendete Symmetrie der Anlage in der Hausflur irre geleitet worden war, sie endlich gefunden hat, hüte man sich bei solchen mit gewendelten Stufen wohl vor der Seite, die dem Mittelpunkte zugekehrt ist, denn ungefähr ein Drittel der Breite ist hier nicht passirbar, vielmehr blos vorhanden, weil die Bauordnung eine Minimalbreite vorschreibt. Dass auf solchen steinernen Leitern, die des Abends meist nur kurze Zeit und mangelhaft beleuchtet werden, nicht mehr Arm- und Beinbrüche vorkommen, ist zu verwundern und wohl nur der Tangentialkraft zu danken, welche unwillkürlich nach der sicheren Seite treibt. — Ein ander Bild! ein Gegenstand mit dem man sich nicht gern befasst, sondern den man möglichst den Augen und Gedanken zu entrücken sucht. Aber da die Herren Baumeister sich auch nicht gern damit zu beschäftigen und ihm ihre Aufmerksamkeit zu schenken scheinen, so muss er hier doch zur Sprache kommen: die Abtrittsanlage. — Sie von der Wohnung gänzlich zu trennen und etwa vom Treppenhaus aus zugänglich zu machen, hat zwar Vieles für sich, obgleich der sichere Verschluss der Wohnung und die ungenirte Benutzung durch diese Anordnung sehr beeinträchtigt werden. Wenn die alte Regel, Abtritt und Küche dos-à-dos zu legen, häufiger befolgt würde, so könnte die ungenützt verfliegende Wärme des Küchenschornsteins für Ventilationszwecke nutzbar gemacht werden, indem man die gasförmigen Zersetzungsproducte aus den Schlotten selbst absaugen lässt — nicht ausserhalb derselben, wie manche städtische Baurevisoren fordern — und der Abtritt könnte den Wohnungsräumen wieder näher rücken. Wo die Ausnutzung der Schornsteinwärme für genannten Zweck aber nicht möglich ist, sollte wenigstens eine Gas- oder Petroleumflamme, oberhalb des obersten Sitzes in der (selbstverständlich bis über Dach führenden) Schlotte nicht fehlen. Durch diese, zuerst wohl von Pettenkofer vorgeschlagene und sehr bewährte Vorkehrung wird das lästige und gesundheitswidrige Wehen aus den Sitzen heraus abgestellt und der damit verbundene Gestank, der durch alle anderen Künste (abgesehen vom Wasserverschuss) nicht zu beseitigen ist, mit einem Schlage zum Dache hinausgeführt. Das ist aber nicht das Einzige. Bei den am meisten gebräuchlichen Steinzeugschlotten haben die Abzweigungen nach den Sitzen so wenig Gefälle und die Sitzbecken selbst so rauhe Oberfläche, dass sie die Spuren des Gebrauchs in ekelhafter Weise festhalten und zu unseren im Uebrigen so ungeheuer gesitteten Gebräuchen und Zuständen in den rohesten Contrast treten. Hier sollte demnach die Ausführung auch nicht länger dem Zufalle oder dem Schicklichkeitsgefühle der Arbeiter überlassen bleiben, sondern schon im Entwurfe dafür gesorgt werden, dass alle Abzweigungen gehörig steil in die Hauptschlotte einfallen und für die Sitzbecken müsste stets ein glattwandiges Material (Porzellan) gewählt werden, so dass zur erfolgreichen Reinigung eingeschüttetes Wasser genügt. Dass die regelmässige Spülung mit dem letzteren (also Waterclosets) nur ausnahms- und bedingungsweise zugelassen wird, dürfte auch zu denjenigen Vorschriften mancher Bauordnungen gehören, die der besseren Erkenntniss noch weichen müssen.

Die Verwendung des Holzes bei unseren Hochbauten ist gleichfalls ein Punkt, in welchem altes Herkommen und moderne Ansichten von Comfort und Zweckmässigkeit noch nicht gehörig in Einklang gebracht worden sind. Während auf der einen Seite damit Verschwendung getrieben wird, als ob uns noch Urwälder zur Verfügung ständen, ja sogar — wie von dem Theatermaschinisten — in frevelhafter Bornirtheit auch da das Holz und die Hanfseile eigensinnig festgehalten werden, wo sie die Feuersgefahr in einer entsetzlichen Art vergrössern, obwohl die Technik seit Jahrzehnten notorisch geeignetere Materialien dar-

bietet[1]), wird auf der andern Seite damit über die Maassen gespart. Was die Verschwendung betrifft, so sei auf die Abdeckungen der Schleusen, Asche-, Kehricht- und Abtrittgruben mit Bohlen und Pfosten verwiesen, die in keiner Weise gegen die zerstörenden Witterungseinflüsse geschützt — wie ein unabwendbares Schicksal stillschweigend ertragen — und in kurzen Zeiträumen erneuert werden. Wie zweckmässig würden die meisten dieser Abdeckungen durch Gusseisen, verzinktes Wellenblech oder Stein- und Eisenconstructionen (mit Winkeleisen versteifte Walzeisenplatten) ersetzt! Die grössere Ausgabe bei der ersten Herstellung macht sich durch die längere Dauer reichlich bezahlt, ganz abgesehen von der vermehrten Sicherheit, der zu Liebe häufig Hölzer ausgewechselt werden, wenn sie nur eben anfangen, wandelbar zu werden. Was aber die zu grosse Sparsamkeit betrifft, so erinnern wir an die dürftigen Fuss- oder Scheuerleisten, deren Höhe das erforderliche Minimalmaass von 10^{cm} fast nie erreicht, die zweckmässigen, aber fehlenden Stuhlleisten, die gleichfalls fehlenden Schutzecken an einspringenden, verputzten Winkeln; am meisten vermisst wird das Holz an Orten, wo das Einschlagen von Nägeln und Haken sich mit Gewissheit voraussehen lässt, z. B. Vorhangeisen, Vorhanghalter, Rouleauxhaken u. s. w. Welche lästigen und zeitraubenden Arbeiten könnten hier durch einige eingemauerte Holzklötze (Holzziegel) erspart werden. Die Miether klagen über die Wände, die keinen einfachen Nagel festhalten, die Hauswirthe beschweren sich über die Holzdübel, welche Wände und Tapeten zerlöchern, — wie leicht könnte beiden geholfen werden, wenn wenigstens die Wände der besseren Wohnungen, an denen voraussichtlich schwere Bilder aufgehängt werden, beim Bau mit eingemauerten Holzziegeln versehen würden. Vorzuziehen sind für den letzterwähnten Zweck freilich noch die in der Deckenkehle befestigten eisernen Stangen, welche der Länge der Wand folgen und das Anhängen von Bilderschnuren an jedem beliebigen Punkte gestatten. Auch die schon erwähnten Schutzecken (oder richtiger Eckenschützer) würden, wo sie nicht ins Auge fallen (etwa übertapezirt werden) sollen, besser durch eine einfache Winkelschiene ersetzt.

Wie häufig begegnet man den begründeten Klagen über Zimmer, die an freistehenden Giebelmauern liegen und deshalb unerträglich kalt und wohl auch feucht sind. Giebt es denn dagegen kein Mittel? — O ja, ein recht einfaches — schon von Vitruv[1]) gelehrtes —, an das aber der Herr Baumeister schon beim Bauen hätte denken sollen: eine halbsteinstarke Ziegelwand, einige Centimeter hinter der eigentlichen Umfassung angelegt — und dem Uebelstande wäre vorgebeugt gewesen. Aber das ist nicht „Mode“ und deshalb hat er's auch nicht gemacht; nachträglich lässt sich's aber nur mit grossen Schwierigkeiten gut machen. — Der Oelfarbenanstrich wird noch immer von Vielen als ein Opfer betrachtet, das man dem besseren Aussehen bringt und deshalb auf diejenigen Flächen beschränkt, die für gewöhnlich zur Ansicht kommen. Das geht so weit, dass die Fensterfalze, die doch am meisten von Feuchtigkeit zu leiden haben, die Stellen der Thüren und Fenster, die durch Beschlägtheile verdeckt werden, die eisernen Rinnhaken und dergl. mehr ohne Anstrich bleiben. Wer erinnert sich dabei nicht der Laden oder Truhen unserer Dienstboten, an welchen der, gewöhnlich der Wand zugekehrten Seite auch kein Anstrich zu Theil wird. Freilich möchte gleichzeitig mit der Ansicht von der Nothwendigkeit auch die von der Schönheit des Oelfarbenanstrichs sich ändern, damit es allgemein als abgeschmackt anerkannt würde, ein fichtenes oder kiefernes Bret für Eichen-, Nussbaum- oder Mahagoniholz ausgeben zu wollen, anstatt es mit einem glatten, zur Wandfärbung gestimmten Tone zu streichen, oder die mitunter recht hübsche natürliche Aderung unter einem durchsichtigen Firniss zu zeigen. A propos Wandfärbung! Wer hätte Pompeji besucht und erinnerte sich nicht mit Vergnügen des 18 Jahrhunderte alten glatten Wandanstrichs in den einfacheren Häusern, mit den netten, freihändig aufgemalten Borduren, der doch gewiss einen ungleich freundlicheren und solideren Eindruck macht, als die meisten Tapeten unserer Miethhäuser, wenn sie 18 Monate alt sind. Aber der echte Speculationsbaumeister glaubt damit seinem Werke die Krone aufzusetzen, alle möglichen Schäden wett zu machen und den Miether oder Käufer zu bezaubern, wenn er die noch feuchten Wände recht schnell mit Tapeten be-

1) Vergl. Fölsch, Ueber Theaterbrände und über die zur Sicherung der Theater erforderlichen Maassregeln. Zeitschrift des Oesterreichischen Ingenieur- und Architekten-Vereins, Jahrg. 1870, S. 85—100. — Wenn auch anerkannt werden muss, dass das Theater-Maschinenwesen hinsichlich der erzielten Effecte den denkbar höchsten Forderungen zu entsprechen weiss, so ergiebt doch die Einsichtnahme der Bühneneinrichtung, selbst der neuesten Theater, dass hinsichtlich der verwendeten Materialien und Arbeitsmittel dasselbe noch ungefähr auf dem Standpunkte verblieben ist, der durch Boullets Essai sur l'art de construire les théatres, leurs machines et leurs mouvements vom Jahre 1801 charakterisirt ist und dass die Fortschritte der Maschinentechnik ausserhalb der Bühne hier nahezu unbemerkt geblieben sind.
Die Redaction.

1) Reber, Des Vitruvius zehn Bücher über Architektur. Stuttgart 1865. S. 211.

kleben lässt. Das Papier zu den letzteren ist möglichst billig beschafft, die Makulaturunterlage gilt für vollkommen entbehrlich, Dübel- und Nagellöcher und sonstige Beschädigungen reissen Bresche, — was Wunder, wenn es nicht lange dauert, und der Stolz des Hausherrn hängt in Fetzen an den Wänden! — Wie viel rationeller wäre es, die Wände der Neubauten zuerst durchgängig mit einem einfachen, gefälligen Kalk- oder Leimfarbenanstrich zu versehen und das Tapezieren späterer Zeit oder dem Geschmacke des Miethers zu überlassen; wie sehr würde dadurch die Renovation eines Wohngelasses vereinfacht und die Wahrscheinlichkeit vermehrt, etwaige Krankheitsstoffe (oder Ungeziefer) zu vernichten. Dem reichsten Engländer, der sich ein Haus baut, fällt es nicht ein, dasselbe sofort zu tapezieren, sondern er wohnt die ersten paar Jahre ganz zufrieden in seinen getünchten vier Wänden. — Ein Vorwurf, der unseren modernen Miethhäusern täglich gemacht wird, ist die grosse Hellhörigkeit. Schritte oder Menschenstimmen aus den darunter oder darüber gelegenen Wohnungen hört man in der eigenen Wohnung oft mit erschreckender Deutlichkeit und das im Parterre gespielte Klavier mit unerwünschter Genauigkeit in der dritten oder vierten Etage, so dass „des Hauses stiller Friede" thatsächlich ins Reich der Träume gezogen zu sein scheint. Die in manchen Städten wahrhaft epidemische Vorliebe für Klavierspiel kann schon gesunden Nerven unerträglich werden; — Kranke werden dadurch zur Verzweiflung gebracht. Jedermann weiss das und glaubt auch den Grund der Erscheinung zu kennen; man zuckt die Achseln und lächelt mitleidig über die dünnen Wände und Decken. Der Fachmann weiss aber recht gut, dass Wände und Decken in alten Häusern meist auch nicht dicker sind und doch hört man hier den Schall nicht so weit und hell durch. Unsere Deckenconstructionen mit den fest eingespannten Balken und den unmittelbar von unten und oben angenagelten grossen Bretflächen müssen wie Resonnanzböden wirken, zumal der Lehmverstrich und die Auffüllung des Einschubes, die wenigstens die directen Schallwellen dämpfen könnten, gewöhnlich blos „angedeutet" werden. Eine wesentliche Schallminderung wird erzielt, wenn statt der geschlossenen Deckenverschalung Pliesterlatten oder ein Drahtnetz angewendet und der Raum zwischen dieser Deckenfläche und den Einschubbretern mit einem leichten, unverbrennbaren Stoff, z. B. Hobelspänen oder Stroh, vorher in Kalkmilch eingetaucht, ausgefüllt wird; wenn ferner anstatt des unzulänglichen Verstreichens der Fugen zwischen den Einschubbretern ein wirklicher Lehmstrich oder Schlackenwolle-Auffüllung angebracht wird und wenn endlich die Dielenbreter nicht unmittelbar auf die Balken genagelt, sondern Filz- oder Dachpappenstreifen dazwischen gelegt werden. — Noch eine Anzahl Punkte möge nur andeutungsweise berührt werden; sie betreffen meist ungeschickte Plandisposition, theils unzweckmässige Detailanordnung, theils auch die Verwendung unzuverlässiger Arbeitsmittel bei Ausführung der Bauten. Speisekammern, die an der warmen Küchenwand liegen und weder für Luft noch Licht direct zugänglich sind; Mädchenkammern, die nichts anderes sind, als vergrösserte Wandschränke und unter denen die als bevorzugt gelten, die ein nach dem Schlafzimmer der Herrschaft führendes Fenster besitzen; Winterfenster, die von aussen ohne Lebensgefahr nicht geputzt werden können und die man bei stürmischem Wetter nicht öffnen kann, ohne für die heilen Köpfe der Strassenpassanten und vor Strafzetteln zu zittern, anstatt dass sämmtliche Fensterflügel bequem und sicher nach innen schlügen (Kastenfenster); zweiflügelige Thüren, die man aber nur mit der einen Schulter voraus passiren kann, wenn nur ein Flügel geöffnet ist und die in vielen Fällen so zweckmässig durch Schiebethüren ersetzt würden; Hausthüren, die, obgleich im ganzen Jahre nie hereingefahren wird, so gross und schwer sind, dass sie den ganzen Tag: bei Sturm und Schnee, bei Sonnengluht und Staub offen bleiben müssen, weil blos ganz handfeste Männer sie regieren können; Zimmerthüren, deren drei nach einem kleinen Vorsaal sich so öffnen, dass bei ungünstigem Zusammentreffen von Umständen der ahnungslose Passant zur Dicke eines Bücherrückens zusammengequetscht werden muss; Vorsaalthüren, welche nach der aus dem Souterrain mündenden Wendeltreppe aufschlagen und den von unten Kommenden sammt Schiff und Geschirr täglich aufs Neue bedrohen; Wasserleitungsröhren, welche — statt freiliegend angeordnet zu werden — um jeden Preis hinter Kalk und Mörtel gebracht werden müssen und gelegentlich quer durch Steingewölbe, Aschegruben und dergleichen geführt werden, damit der unvermeidliche Rohrbruch nicht allein beschleunigt werde, sondern auch von möglichst einschneidenden Folgen begleitet sei; Abstreicheisen, die den antiken Oelschabern der Ringkämpfer nachgebildet und für concave Fusssohlen berechnet zu sein scheinen, anstatt ihnen die denkbar einfachste und zugleich zweckdienlichste Form, die einer Messerklinge, zu geben. Es sei ferner erinnert an die immer wieder angewandten, von oben zerlöcherten Staket-Sockelsteine, deren natürliche Schichtung, auf den Kopf gestellt, Regen und Frost begierig aufnimmt und

deren Zerspaltung mit der Gewissheit eines Naturgesetzes eintritt; an die Stallmauern, bei denen sich mit derselben Gewissheit das Durchschlagen des Dunstes nach der Aussenseite voraussagen lässt, während doch eine innere Verblendung aus Dachziegeln in Cementmörtel oder ein Theeranstrich unter dem Wandputze dem Baumeister den Schandfleck ersparen würde; an die aus Kalkmörtel geputzten Sockelvorsprünge, an denen nicht nur kein Anstrich haftet, sondern die selbst fast jedes Frühjahr abfallen. Eine lohnende Aufgabe wäre es endlich für die Statistik, festzustellen, wie viele Unglücksfälle jährlich sich ereignen zufolge der fehlenden Abschlüsse an den Tennenlöchern und Kellertreppen, sowie auch bei Ausführung der Bauten durch Verwendung veralteten gebrechlichen Gerumpels von Bauwinden und Rüstzeug, durch Benutzung überangestrengten ungeprüften Tauwerkes und durch gedankenlose Manipulation bei Hebung und Lagerung der grösseren Constructionstheile; vielleicht würde dadurch die Aufmerksamkeit der Behörden und der ländlichen Baukünstler auf diesen Gegenstand gelenkt, der allerdings auch noch nicht „Mode" ist. — Doch es sei genug an dem hier Gesagten, — zu viel, denkt vielleicht der geneigte Leser. Ja wohl, viel! aber noch lange nicht Alles. Der Stoff würde vielmehr genügen, um ein Buch darüber zu schreiben, damit würde aber der Zweck nicht erreicht. Das hier Gesagte enthält ja durchaus nichts Neues, sondern ist in zahlreichen Büchern zerstreut schon zu finden; das Uebel ist nur, dass diese Bücher im Allgemeinen — zu wenig gelesen und noch weniger praktisch verwerthet werden.

Der Zweck dieses Aufsatzes ist, wie schon bemerkt, nicht entfernt der, die Werke gebildeter, wirklicher Architekten und Baumeister einer Kritik zu unterziehen; leider wird aber die überwiegende Mehrzahl unserer Bedürfnissbauten von Leuten entworfen und ausgeführt, die ihrer Aufgabe nicht durchaus gewachsen sind und die weder das Zeug dazu, noch das Bestreben haben, das Altbewährte zu benutzen oder neue rationelle Bahnen einzuschlagen. Und doch verleihen gerade die Leistungen dieser Art unserer Baukunst das Gepräge, sie geben vorzugsweise den Maassstab für die Leistungen des Faches ab und nach ihnen beurtheilt sie die grosse Menge. Wem also an dem Ansehen des Baufaches und daran gelegen ist, dass es den ihm gebührenden Rang einnehme und behaupte, der muss dahin wirken, dass nicht länger Unberufene, Stümper, sich als Bauverständige geriren dürfen und zur Verwechslung mit Fachleuten Veranlassung geben können; dass aber auch die, welche durch Studien und Talent dazu berufen sind, sich den Anforderungen der Neuzeit durchaus gewachsen zeigen, in den Hilfsmitteln, welche Wissenschaft und Technik dem modernen Bauwesen zur Verfügung stellen, wohlbewandert seien und in ihren Leistungen nicht das Uebergewicht auf die artistische Seite legen. Denn das ist ein Vorwurf, von dem man die meisten unserer Akademieen und Baugewerkenschulen nicht frei sprechen kann: dass sie die Beschäftigung mit den Fragen der praktischen Ausführung und das Interesse für bewährte alte und neue Constructionen für nebensächlich und untergeordnet halten. Technologie ist denselben ein kaum dem Namen nach bekanntes Lehrfach. Ein königlicher Bauinspector, der die ungenaue Aufzeichnung der Entasis sicher für einen unverzeihlichen Fehler gehalten haben würde, konnte es ohne Bedenken fertig bringen, in einer Submission über gusseiserne Fenster zu fordern, dass das Eisen „weder Schwefel noch Kohlenstoff" enthalten dürfe.[1]) Daher rühren dann Anklagen, wie sie in jüngster Zeit gegen die Architekten des Reichskanzler-Palais erhoben wurden und die nicht seltene, beschämende Thatsache, dass schlichte Handwerker die constructiven Schnitzer des Baumeisters herausfinden und gut machen müssen. — Namentlich die Baugewerkenschulen, deren Aufgabe es doch zunächst ist, praktische Gewerken heranzubilden, sollten ihre Stellung und Ziele nicht verkennen. Gewöhnlich suchen sie die letzteren aber zu hoch: auf rein wissenschaftlichem Gebiete, wo den jungen Leuten das volle Verständniss und das Amalgamationsvermögen abgeht; und auf dem Gebiete der Kunst, wo die Mehrzahl von den natürlichen Anlagen im Stich gelassen wird und den Mangel an Geschmack und Phantasie durch Künsteleien und Haschen nach Neuheiten glaubt ersetzen zu können. In den Kenntnissen aber, die den eigentlichen Grundstock bei praktischer Thätigkeit bilden und auf denen sie bei selbstständigen Entschliessungen fussen müssen, bringen es die Meisten kaum über den Minimalsatz, der in der Prüfung gefordert wird; ja es hat sogar auch hier schon die thörichte Meinung Fuss gefasst, dass es minder ruhmvoll wäre, die fachgerechte technische Durchführung eines Baues in allen seinen Details zu bewirken, als eine glänzende Façade zu entwerfen. Begreiflicherweise fehlt dann aber auch die Sachkenntniss und der Eifer, um zeitgemässe Fortschritte im Bauwesen anzubahnen. Und doch thäten solche noth! Weniger vielleicht in dem, was die Auswahl und Behandlung der Materialien, die Sauberkeit und Solidität

1) Fischer, Ueber die Bedeutung und die nächsten Aufgaben der mechanischen Technologie. Wochenschrift des Vereins deutscher Ingenieure, Jahrg. 1879, S. 453.

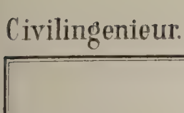


Fig. 7

w v u r q t s

l k E D

Fig. 6

k

c b A c_1

42 mm

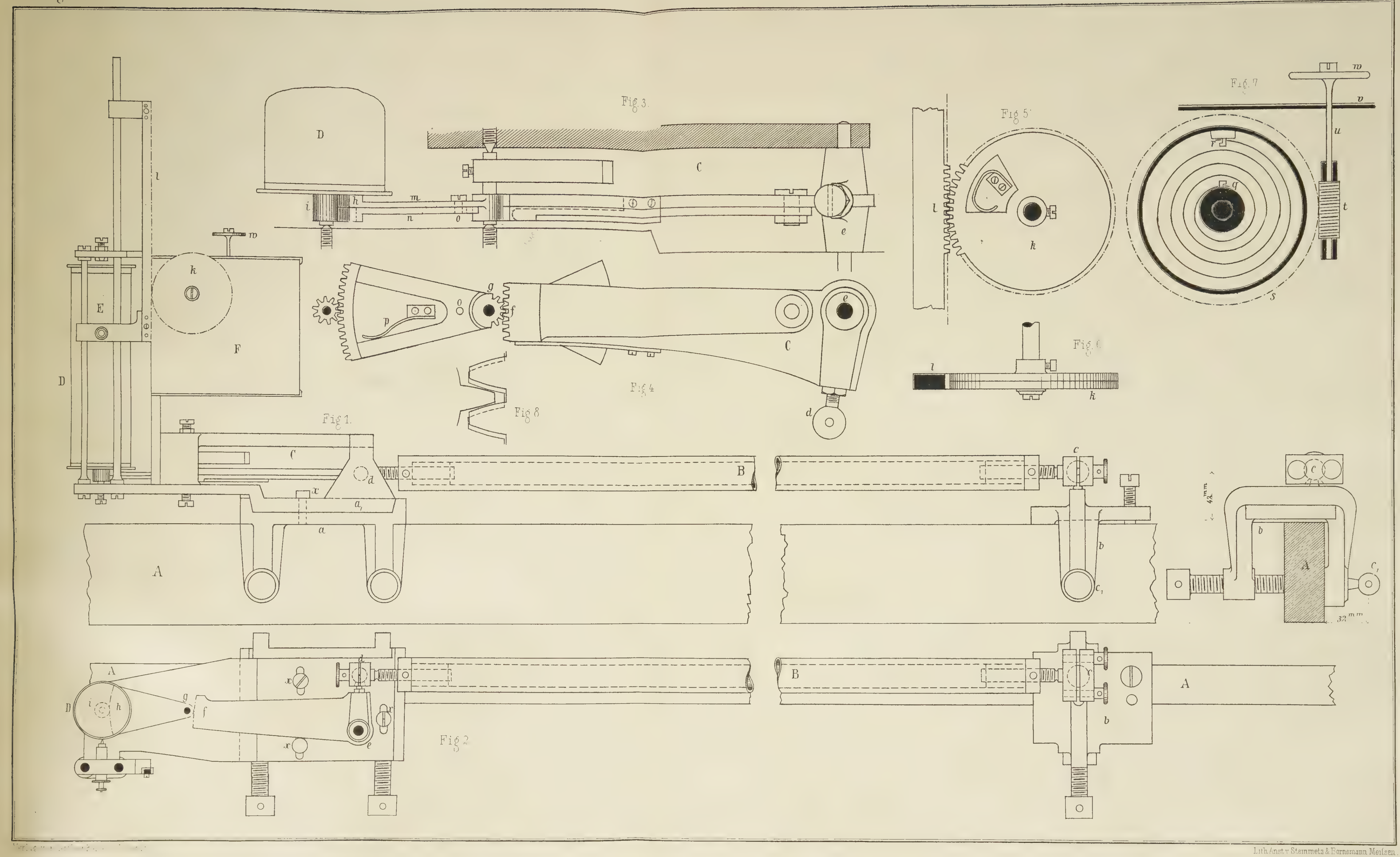
c b A c_1

32 mm

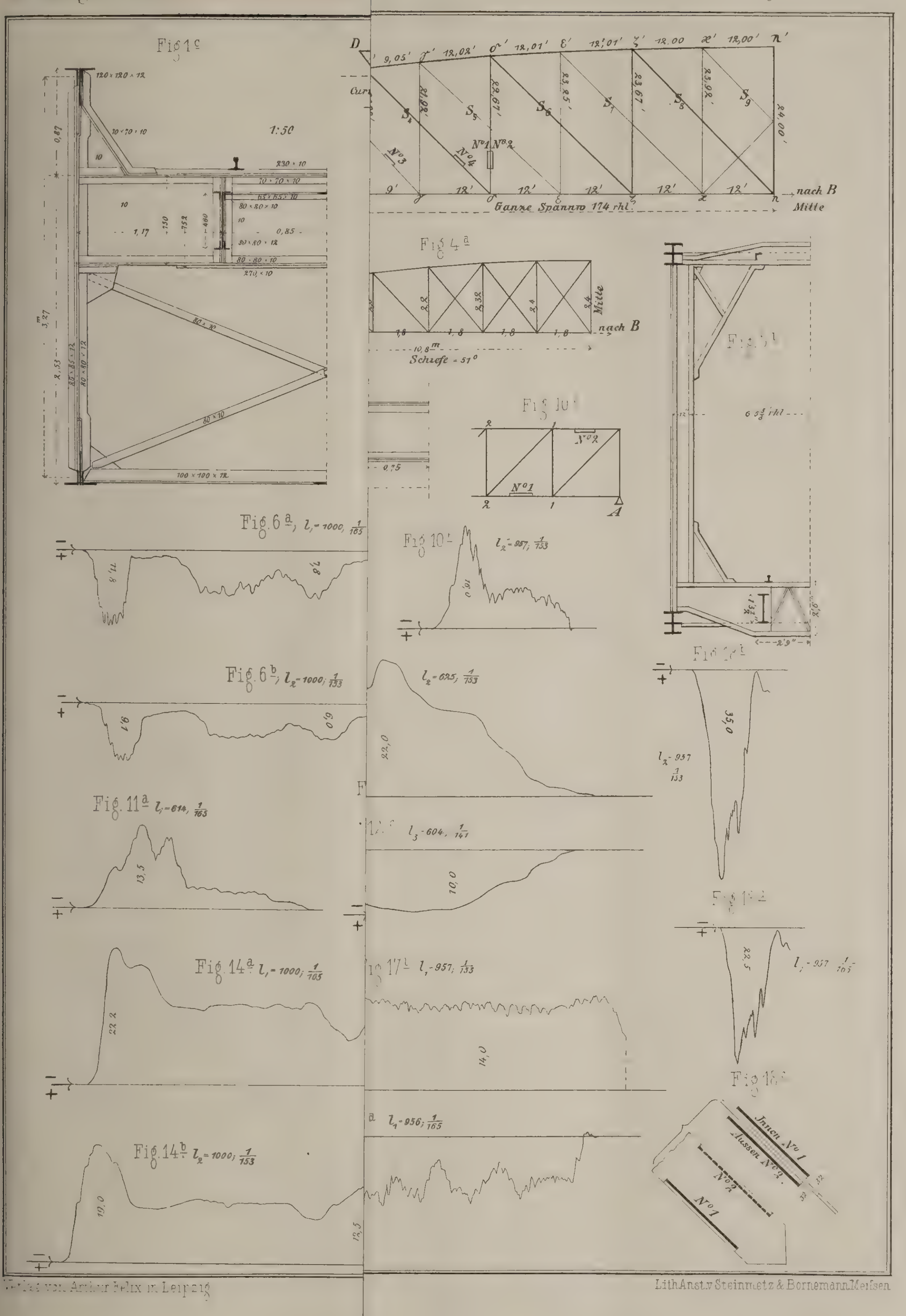
A D i h g f b c A

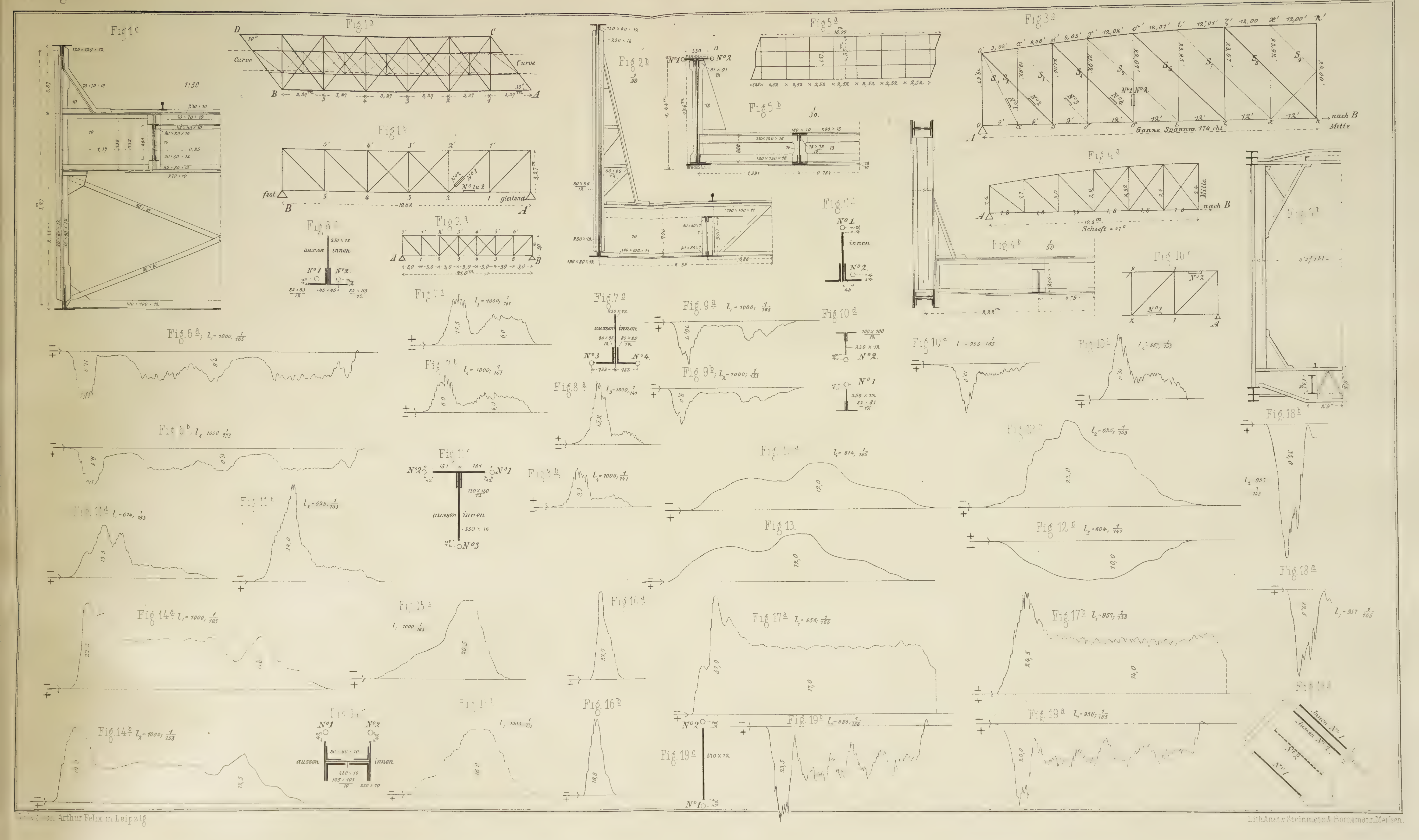
Verlag von Arthur Felix in Leipzig

Lith. Anst. v. Steinmetz & Bornemann Meißen.



Lith.Anst.v Steinmetz & Bornemann Meissen.


Fig. 1c
1:50
Ganze Spannw 174 rhl.
nach B
Mitte
Fig. 4a
Schiefe = 51°
Fig. 10
No 1
No 2
A
Fig. 6a, l_1 = 1000, $\frac{1}{165}$
Fig. 6b, l_2 = 1000; $\frac{1}{153}$
Fig. 11a l_1 = 814, $\frac{1}{165}$
Fig. 14a l_1 = 1000; $\frac{1}{165}$
Fig. 14b l_2 = 1000; $\frac{1}{153}$
Innen No 1
Aussen No 2



Verlag von Arthur Felix in Leipzig. Lith.Anst.v.Steinmetz & Bornemann, Meissen.

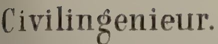


Fig. 20a $l_1 = 955;\ \frac{1}{165}$

Fig. 23a $l_1 = 952;\ \frac{1}{165}$

Fig. 23b $l_2 = 964;\ \frac{1}{153}$

Fig. 24a $l_1 = 952;\ \frac{1}{165}$

Fig. 24b $l_2 = 964\ \frac{1}{153}$

26b; $l_4 = 1025;\ \frac{1}{141}$

Fig. 23d

Nº 2.

220 × 12

VI V IV III II I

1,60 1,60 3,43 1,62 1,73 2,24 M.

Fig. 25e $l_2 = 960;\ \frac{1}{153}$

Anfang

Anfang

Fig. 31a $l_2 = 950;\ \frac{1}{153}$

Fig. 33b $l_1 = 955\ \frac{1}{165}$

Fig. 33c

Nº 3 u 4.

Fig. 34c

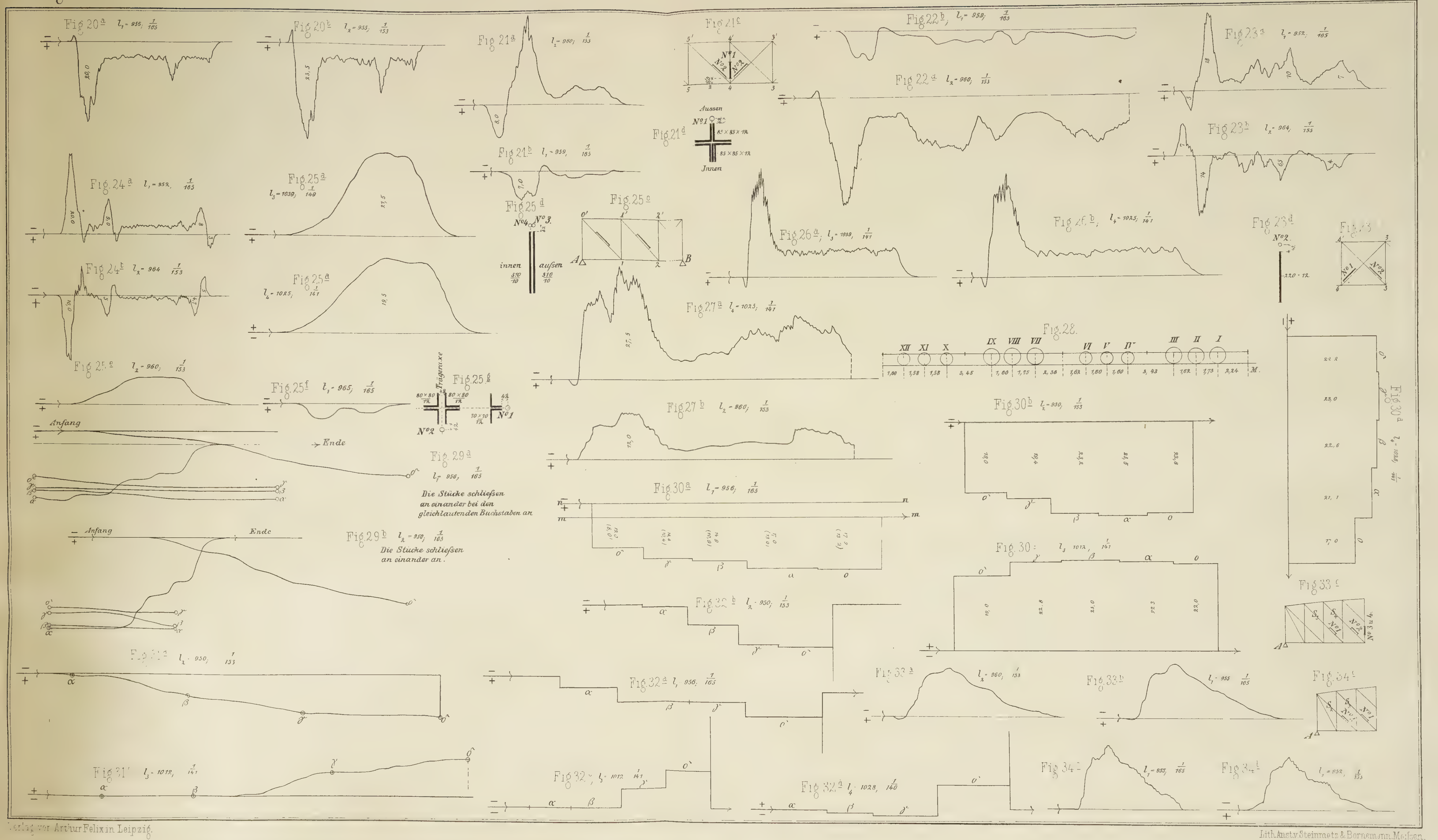
$l_1 = 955,\ \frac{1}{165}$

Fig. 31b $l_3 = 1012,\ \frac{1}{141}$

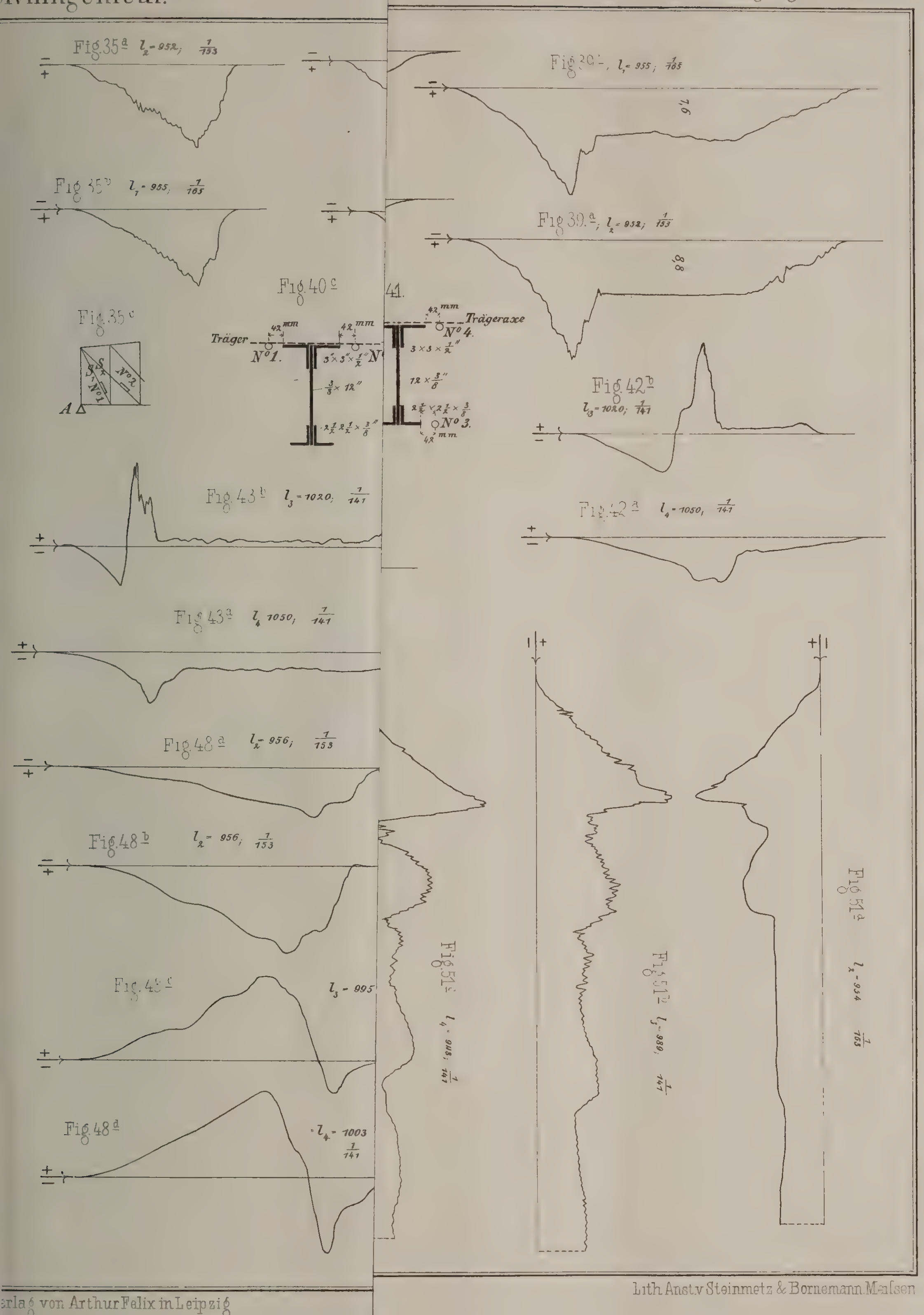
Fig. 34b $l_2 = 952,\ \frac{1}{153}$

Verlag von Arthur Felix in Leipzig.

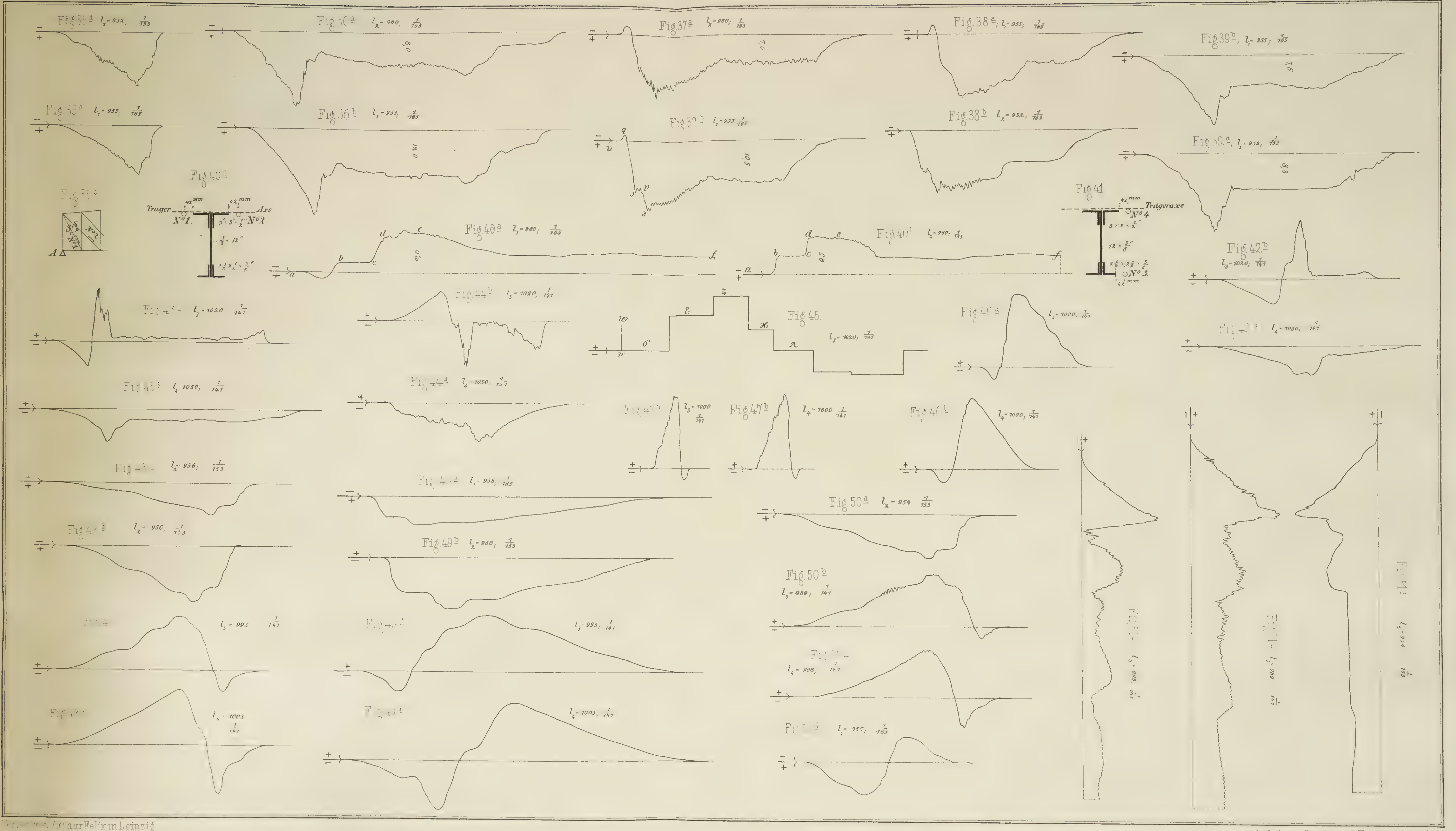
Lith. Anst. v. Steinmetz & Bornemann, Meissen.



Verlag von Arthur Felix in Leipzig. Lith. Anst. v. Steinmetz & Bornemann, Meißen.



erlag von Arthur Felix in Leipzig
Lith. Anst. v. Steinmetz & Bornemann, Meissen



Verlag von Arthur Felix in Leipzig. Lith. Anst. v. Steinmetz & Bornemann Meissen.

der Arbeiten betrifft — hier möge immerhin ein conservativer Sinn und eine gewisse „Gemüthlichkeit" die Altvordern als Muster betrachten —, wohl aber in der Wahl der Arbeitsverfahren und Anwendung zweckmässiger, zuverlässiger Maschinen, namentlich beim Rohbau. Doch hierauf näher einzugehen, würde zu weit führen und sei deshalb einer späteren Gelegenheit vorbehalten.

Der Dehnungszeichner.[1])

Construirt und beschrieben von

Dr. W. Fränkel,
Professor am k. Polytechnikum zu Dresden.

(Hierzu Tafel XVI—XIX.)

Die bis jetzt ausgeführten Apparate, welche zur Messung der Längenänderungen gezogener oder gedrückter Stäbe dienen, können entweder nur für ruhende Belastung angewandt werden, oder sie geben bei stetig veränderlicher Belastung nur die in einem willkürlich gewählten Augenblicke stattfindende Längenänderung an, oder endlich sie registriren nur die überhaupt vorkommende Maximal-Längenänderung.

Der von mir construirte Apparat bezweckt die Darstellung von Dehnungsdiagrammen, welche das ganze Veränderungsgesetz der Inanspruchnahme eines Constructionstheiles während einer beliebig kurzen oder langen Zeit für eine beliebig veränderliche Belastung derart veranschaulichen, dass die Abscissen den Zeiten und die Ordinaten den stark vergrösserten Längenänderungen entsprechen. Die Empfindlichkeit des Apparates ist hierbei so eingerichtet, dass man Dehnungsdifferenzen von $0{,}003^{mm}$, welche bei einer Stablänge von 1^{m} einer Spannungsdifferenz von 6^{kg} pro $\square^{cm}$ entsprechen, sicher anzugeben im Stande ist. Unter Dehnung ist hier positive oder negative Dehnung (Verkürzung) zu verstehen.

Die Vortheile eines solchen Instrumentes springen in die Augen. Indem das ganze Veränderungsgesetz der Beanspruchung im Diagramme zur Darstellung gelangt, wird erst derjenige Augenblick festgestellt, in welchem die grösste Spannung eines Constructionstheiles wirklich stattfindet. Dieser Augenblick fällt nicht immer mit demjenigen zusammen, welcher auf Grund der gewöhnlichen Berechnungsweise als der ungünstigste zu erwarten wäre. Man läuft daher auch nicht Gefahr, eine gemessene Beanspruchung als die Maximalbeanspruchung anzusehen, die sie in Wirklichkeit nicht ist.

Ferner erhält man bei Anwendung mehrerer derartiger Apparate aus den gleichzeitig erhaltenen Dehnungsdiagrammen mehrerer Constructionsglieder, oder auch aus den Diagrammen für mehrere zusammensetzende Theile eines und desselben Constructionsgliedes in einem Bauwerke, ein viel klareres Bild über das Spiel der Kräfte in denselben, als wie dies durch momentane Ablesung möglich ist.

Die Diagramme bilden ein mit aller Ruhe zu studirendes, actenmässiges Material für ein Stück Lebensgeschichte des betreffenden Constructionstheiles.

In den Figuren 1 und 2, Taf. XVI, welche das neue Instrument im Aufriss und Grundriss in ein Drittel der wirklichen Grösse darstellen, ist dasselbe beispielsweise an einem zu untersuchenden Flacheisenstabe A befestigt gedacht. In einem Abstande, welcher der Länge des in Untersuchung zu ziehenden Theiles dieses Flacheisenstabes entspricht, sind zwei Schraubklemmen a und b befestigt, von welchen die erstere einen ungleicharmigen Winkelhebel C, die kreiscylindrische Papiertrommel D, den Schreibstift E und das Uhrwerk F trägt, während die letztere einen Kugelzapfen c stützt, welcher der rohrförmigen Schubstange B angehört. Durch einen zweiten Kugelzapfen d (siehe

[1]) Das vorliegende Instrument ist nach den Angaben des Verfassers durch den Mechaniker Oscar Leuner in Dresden hergestellt worden; demselben wurde das Recht eingeräumt, das Patent für das deutsche Reich auf seinen Namen anzumelden.

Fig. 2) ist diese Schubstange mit dem kurzen Arme *de* des Winkelhebels *C* verbunden, dessen Drehungsachse der Klemme *a* angehört. Tritt hiernach durch eine vorübergehende Beanspruchung des Stabes *A* eine Längenänderung des zwischen *a* und *b* enthaltenen Theiles ein, so ist ersichtlich, dass der Winkelhebel *C* eine entsprechende Drehung vollführt. Diese Drehung wird in 100—200 fachem Betrage auf die Papiertrommel *D* übertragen und zwar durch Vermittelung der Verzahnung *f* an dem längeren Arme des Winkelhebels *C*, durch den Zahnradsector *gh* (vergl. Fig. 3 und 4) und das kleine Stirnrädchen *i* an der Trommelachse. Denkt man sich nun auf Trommel *D* ein Papierblatt befestigt, so würde der Schreibstift *E* eine Aufzeichnung bewirken, welche sich auf dem wieder abgenommenen und eben ausgebreiteten Papierblatte als eine der Maximaländerung der Stablänge proportionale Gerade darstellen würde. Giebt man jedoch während des Verlaufes der Beanspruchung dem Schreibstifte *E* eine gleichförmige geradlinige Verschiebung in der Richtung der Trommelachse, von einer Federuhr *F* aus durch Vermittelung eines Getriebes *k* und einer gezahnten Stange *l*, so erhellt, dass nunmehr ein wirkliches Diagramm von der oben charakterisirten Beschaffenheit zu Stande kommen muss.

Da man bei Untersuchung von Bauwerken, Maschinentheilen u. s. w. ebensowohl auf Verlängerungen wie auf Verkürzungen der Versuchsobjecte zu rechnen hat, so mussten besondere Vorkehrungen getroffen werden, welche den Spielraum in den Zahnlücken der angewendeten Zahnradübertragungen gänzlich und für jeden Augenblick der Versuchsdauer vernichten. An jeder Verzahnungsstelle wurde der eine Radkörper nach einer die Zahnbreite halbirenden Ebene getheilt, die so erhaltenen Theilstücke durch ein Charnier vereinigt, dessen Achse zur Zahnbreite parallel liegt, und an geeigneter Stelle (z. B. in einer Durchbrechung des einen Theilstückes) eine Blattfeder so untergebracht, dass die beiden Zahnradhälften so weit auseinander gedrückt werden, als die Zahnlücken des ungetheilten Radkörpers zulassen (vergl. Fig. 8). So ist z. B. aus den Detailfiguren 3 und 4, welche die mechanistische Ausführung der Radübersetzungen in zwei Drittel der wirklichen Grösse darstellen (Fig. 4 von unten gesehen) leicht zu erkennen, wie der Zahnradsector *gh* in zwei Theile *mn* nach der Dicke getheilt ist, die gegen einander um Charnier *o* drehbar gemacht und durch Feder *p* auseinander gepresst werden. Aehnlich ist das gleiche Verfahren für Winkelhebel *C* und Zahnrad *k* (siehe Fig. 5 und 6) zur Verwendung gekommen, wie die Zeichnung ohne Weiteres erkennen lässt.

In Rücksicht auf die verschieden grosse Geschwindigkeit, mit welcher die Beanspruchungserscheinungen verlaufen, machte sich noch eine besondere Einrichtung erforderlich, welche die Regulirung der Stiftgeschwindigkeit in weiten Grenzen gestattet. Diese Einrichtung, die sich aus Fig. 7 ergiebt, besteht darin, dass die Triebfeder des Uhrwerkes, deren inneres Ende *q* auf die Welle des Getriebes *k* wirkt, mit dem äusseren Ende *r* an dem Kranze eines Schraubenrades *s* befestigt ist, dessen Zähne mit einer am Urgehäuse gelagerten Triebschraube *t* in Eingriff stehen; die Achse *u* dieser Schraube ist ausserhalb des Gehäusedeckels *v* mit einem gerändelten Kopfe *w* versehen, der mit den Fingern in erforderlichem Sinne gedreht wird; hierdurch lässt sich der Spannungsgrad der Triebfeder nach Wunsch verändern.

Auf Tafel XVI ist der Apparat an dem Flacheisenstabe *A* derart angebracht gezeichnet, dass ersterer auf der hohen Kante des letzteren reitet. Soll andernfalls das Instrument an der Breitseite des Flacheisens *A* befestigt werden, so hat man nur die Klammer *a* (Fig. 1) durch Lösen der Schrauben *xx* von der Grundplatte a_1 des Apparates abzunehmen und letzteren durch Anlegen der Grundplatte a_1 selbst an den Stab *A* mittelst ähnlich wie *b* gestalteter Schraubenzwingen fest zu klemmen. In diesem Falle wird jedoch das andere Ende des Stabes *B* nicht mit der Kugel *c*, sondern mit der Kugel c_1 der Klammer *b* verbunden.

Die bis jetzt mit dem beschriebenen Instrumente gemachten Versuche sind allerdings nur als Vorversuche anzusehen, insofern dabei auf ein genaues Abwägen der die Belastung bildenden Locomotiven und Wagen nicht eingegangen werden konnte. Nichtsdestoweniger glaube ich, dass die gewonnenen Resultate genügendes Interesse bieten, um der Veröffentlichung werth zu sein.

In den Diagrammen auf Tafel XVII, XVIII und XIX stellen also die Abscissen die Zeiten, die Ordinaten die vergrösserten Längenänderungen für eine den Figuren beigeschriebene Länge *l* an dem betreffenden Constructionstheile dar. Das Vergrösserungsverhältniss beträgt für den Apparat

Nr. 1: $n_1 = 1:165$,
„ 2: $n_2 = 1:153$,
„ 3: $n_3 = 1:141$,
„ 4: $n_4 = 1:141$.

Erwähnt mag noch werden, dass bei den beiden zuerst gebauten Apparaten Nr. 1 und Nr. 2 die positiven (einer Dehnung entsprechenden) Ordinaten auf der entgegengesetzten Seite der Abscissenachse als wie

bei den Apparaten Nr. 3 und Nr. 4 zu liegen kommen. Die Richtung der Bleistiftbewegung ist in allen Figuren durch Pfeile markirt.

Auf Tafel XVII findet man einige Skizzen derjenigen Bauwerke, an welchen die zu beschreibenden Versuche gemacht worden sind.

I. Gurte.

A) Weisseritzbrücke der Verbindungsbahn Altstadt-Friedrichstadt in Dresden. Fig. 1^a bis 1^c.

Fig. 6^a und 6^b auf Tafel XVII entsprechen der Drehung eines 1000^{mm} langen Stückes im Untergurtfelde 12 des Trägers AB (vergl. Fig. 1^a und 1^b) beim Befahren der Brücke mit einem Güterzuge von B nach A. Die Befestigung der Apparate Nr. 1 und Nr. 2 ist in Fig. 6^c dargestellt. Mit Berücksichtigung der Verschiedenheit der Uebersetzungsverhältnisse beider Instrumente ergiebt sich die Dehnung des äusseren Gurtwinkels um 20 Procent grösser als die des inneren.

Die Abweichung jeder dieser Dehnungen von dem mittleren Werthe beträgt demnach $\pm$ 9 Procent, oder pro 1^{mm} Faserabstand von der mittleren Gurtebene $\frac{9}{45} = \pm 0{,}2$ Procent des Mittelwerthes.

Bei Befestigung der Apparate in der Ebene der horizontalen Winkelschenkel (Fig. 7^c) erhielt man die Diagramme Fig. 7^a und 7^b (Güterzug von B nach A) und Fig. 8^a und 8^b (Personenzug von B nach A). Im ersten Falle stellte sich das Verhältniss der Dehnungen zu $1{,}44 : 1$, im zweiten zu $1{,}63 : 1$ und die Abweichung von dem Mittelwerthe zu $\pm$ 18 beziehentlich 24 Proc. heraus.

Dieselben Resultate ergaben sich, als die Apparate der Controle halber vertauscht wurden.

Die in den Diagrammen 6^a und 6^b und 8^a und 8^b dargestellten Verhältnisse stimmen insofern überein, als $\frac{9}{45}$ nicht viel von $\frac{24}{133}$ verschieden ist.

Das oben Gefundene wird ferner nicht schlecht durch die Diagramme Fig. 9^a und 9^b bestätigt, bei welchen die Apparate, wie Fig. 9^c angiebt, befestigt waren. Entsprechend dem Versuche 6^a und 6^b müsste jetzt die Abweichung der Dehnung im Winkeleisenschenkel von der im verticalen Gurtstehbleche 9 Proc. betragen, während in Wirklichkeit dieselbe sich zu

$$\frac{10{,}7 - 9\left(\frac{165}{153}\right)}{9\left(\frac{165}{153}\right)} = 10{,}4 \text{ Procent berechnet.}$$

Für die äussersten Kanten der 85^{mm} langen horizontalen Gurtwinkelschenkel ergiebt sich nach Obigem die Abweichung der Dehnungen von dem Mittelwerthe der letzteren zu

$$9 \cdot \frac{85 + 6}{45} = \pm 18 \text{ Procent.}$$

Ebenso gross ist, bei Voraussetzung eines constanten Elasticitätsmoduls, die Verschiedenheit der durch die rollende Last in den Winkeleisenkanten erzeugten Spannungen. Legt man z. B. Fig. 6^a und 6^b zu Grunde, so erhält man bei Annahme von $E = 2\,000\,000^{kg}$ pro $\square^{cm}$ zunächst als Spannung in der Gurtmittelebene

$$\frac{1}{2}\left(\frac{11{,}8}{165} + \frac{9{,}1}{153}\right)\frac{2\,000\,000}{1000} = 132^{kg} \text{ pro } \square^{cm}$$

und folglich als Spannung in den äussersten Fasern des äusseren Gurtwinkels:

$$132 \cdot 1{,}18 = 156^{kg} \text{ pro } \square^{cm},$$

des inneren Gurtwinkels:

$$132 \cdot 0{,}82 = 106^{kg} \text{ pro } \square^{cm}.$$

Man gelangt hiernach zu dem Schlusse, dass das zweite Untergurtfeld ausser einer gleichmässigen Zugspannung von 132^{kg} pro $\square^{cm}$ noch eine Biegungsspannung, welche in den äussersten Fasern der horizontalen Winkelschenkel $\pm 26^{kg}$ pro $\square^{cm}$ betrug, auszuhalten hatte. Das Gurtfeld wird convex nach aussen gekrümmt. Der Grund dieser Erscheinung ist in der Schiefe der Brücke zu suchen, wodurch eine ungleiche Belastung der beiden Hauptträger bedingt wird. In dem Augenblicke der ungünstigsten Belastungsweise des Untergurtfeldes 12 im Träger AB (Fig. 1^a und 1^b) wird der andere Hauptträger CD verhältnissmässig weniger beansprucht. Der Untergurt AB dehnt sich mehr als CD aus, wodurch für AB das Bestreben entsteht, eine nach aussen convexe Curve zu bilden. Berücksichtigt man ferner, dass der Knotenpunkt 1 durch den Querriegel $1\,C$ (Fig. 1^b) mit dem nur in der Längenrichtung verschiebbaren Endpunkte C in Verbindung steht und dass das letzte Gurtfeld $1\,A$ nur aus einem verticalen Flacheisen besteht, so lässt sich die nach aussen gekehrte Krümmung des Gurtfeldes 12 wohl erklären.

Die Diagramme Fig. 10^a und 10^b gelten gleichzeitig für das zweite Untergurt- beziehentlich das erste Obergurtfeld des Trägers AB (Fig. 10^c und 1^a). Die Apparate waren beide in der Ebene des Gurtstehbleches befestigt (Fig. 10^d). Personenzug von B nach A. Die Verkürzung im Obergurtfeld $A1$ ist demnach das $1{,}23$-fache der Dehnung im Untergurtfeld 12.

Es weist diese Thatsache auf eine in der Verticalebene stattfindende Biegung des ersten Obergurtfeldes hin, während das zweite Feld des Untergurtes im verticalen Sinne sich nur wenig zu biegen scheint, wie man dies aus folgender Ueberlegung schliessen muss.

Nach den Diagrammen Fig. 6[a] und 6[b] beträgt die Dehnung einer 44^{mm} von der Unterkante abstehenden Faser des Gurtstehbleches (vergl. Fig. 6[c]):

$$\frac{1}{2}\left(\frac{11{,}8}{165}+\frac{9{,}1}{153}\right)=0{,}066^{mm} \text{ pro Meter.}$$

Bei dem den Diagrammen Fig. 9[a] und 9[b] entsprechenden Versuche zeigte der Apparat Nr. 2 (vergl. Fig. 9[c]) fast dieselbe grösste Ordinate, wie in Fig. 6[b]. Die oben berechnete Dehnung kann also auch hier noch als zutreffend angesehen werden. Andererseits erhielt man bei dem letzteren Versuche für eine 42^{mm} über der oberen Stehblechkante befindliche Faser (Fig. 9[b] und 9[c]) eine Dehnung von $\frac{10{,}7}{165}=0{,}065^{mm}$ pro Meter. Zwei um je 1^{m} von einander abstehende Punktepaare an der oberen und der unteren Stehblechkante ändern also ihren Abstand um eine gleiche Länge, was entweder auf gar keine oder auch auf eine S-förmige Krümmung des Stehbleches in seiner Ebene schliessen lässt.

B) Elbbrücke zu Meissen. Kleine Oeffnung.
(Fig. 2[a] und 2[b].)

Durch die Diagramme Fig. 11[a] und 11[b] für einen von *B* nach *A* fahrenden Güterzug wurde ermittelt, dass in dem Mittelfelde 3′4′ des Obergurtes das äussere Winkeleisen eine stärkere Pressung als das innere auszuhalten hat. Die Verkürzungen für 1^{m} Länge betrugen (vergl. auch Fig. 11[c]) am äusseren Apparate:

$$\frac{24}{153}\cdot\frac{1000}{625}=0{,}26^{mm},$$

am inneren Apparate:

$$\frac{13{,}5}{165}\cdot\frac{1000}{614}=0{,}13^{mm},$$

in der Mittelebene also:

$$\frac{0{,}26+0{,}13}{2}=0{,}195^{mm},$$

daher für die äussersten Fasern des äusseren Winkeleisens:

$$0{,}195+\frac{139}{181}\cdot\frac{1}{2}(0{,}26-0{,}13)=0{,}245^{mm},$$

des inneren Winkeleisens:

$$0{,}195-\frac{139}{181}\cdot\frac{1}{2}(0{,}26-0{,}13)=0{,}145^{mm},$$

was einer Abweichung von dem Mittelwerthe von nicht weniger als 26 Procent des letzteren entspricht.

Um dieses Resultat zu controliren, wurden für dieselbe Stelle des Obergurtes (Mitte des Mittelfeldes) mehrere Versuche mit einer langsam von *A* nach *B* (Fig. 2[a]) fahrenden Locomotive sammt Tender vorgenommen und hierbei auch ein dritter Apparat Nr. 3 in der Ebene des Gurtstehbleches angebracht (Fig. 11[c]). Die gewonnenen Diagramme gestalteten sich wiederholt fast identisch gleich den Fig. 12[a] bis 12[c]. (So zeigt z. B. Fig. 13 eine Wiederholung der Fig. 12[b] bei einem anderen Versuche.)

Nach einer ähnlichen Rechnung, wie oben, erhält man hiernach als Verkürzung von 1^{m} Länge des äusseren Apparates Nr. 2:

$$\frac{22}{153}\cdot\frac{1000}{625}=0{,}23^{mm},$$

des inneren Apparates Nr. 1:

$$\frac{12}{165}\cdot\frac{1000}{614}=0{,}12^{mm}.$$

Der Mittelwerth $\frac{1}{2}(0{,}23+0{,}12)=0{,}175^{mm}$ entspricht der Verkürzung der obersten Stehblechfaser. Da dieser Werth grösser ist als die Verkürzung $\frac{10}{141}\cdot\frac{1000}{604}=0{,}12$ des Apparates Nr. 3 (Fig. 11[c]), so muss geschlossen werden, dass in dem betreffenden Felde der Obergurt sich nicht nur in der horizontalen Ebene, convex nach innen, sondern auch in der verticalen Ebene, convex nach unten durchbiegt. Ersteres wird seinen Grund in der Deformation des Brückenquerschnittes infolge der Durchbiegung der mit den Verticalständern fest verbundenen Querträger (vergl. Fig. 2[b]), bei mangelndem oberem Querverbande, haben; letzteres ist durch die Starrheit der Knotenverbindungen zu erklären.

Die grösste in der äussersten Faser des Aussenwinkels durch die rollende Last erzeugte Pressung berechnet sich zu

$$\frac{0{,}18}{1000}\cdot 2\,000\,000=360^{kg} \text{ pro } \square^{cm};$$

die Pressung im Stehbleche zu

$$\frac{0{,}135}{1000}\cdot 2\,000\,000=270^{kg} \text{ pro } \square^{cm}.$$

Es mag schliesslich noch auf die grosse Verschiedenheit in der Form der gleichzeitig geltenden Diagramme 11[a] und 11[b], sowie 12[a] und 12[b] hingewiesen werden.

C) Unterführung der Freiberger Strasse in Dresden. (Fig. 4[a] und 4[b].)

Eine senkrecht zur Trägerebene vor sich gehende Biegung des Obergurtes konnte deutlich sogar an den ⊢förmigen Obergurten der Eisenbahnbrücke über die Freiberger Strasse nachgewiesen werden (vergl. Fig. 4[a] und 4[b]). Die Diagramme Fig. 14[a] und 14[b] für die Mitte des dritten Obergurtfeldes entsprechen einem von B nach A (Fig. 4[a]) fahrenden Güterzuge. Die Anbringung der Apparate zeigt Fig. 14[c].

Die betreffenden Verkürzungen berechnen sich zu $\frac{22{,}2}{165} = 0{,}14^{mm}$ für den äusseren und $\frac{19{,}0}{153} = 0{,}12^{mm}$ für den inneren Apparat. Die Abweichung $0{,}01^{mm}$ vom Mittelwerthe $0{,}13^{mm}$ kommt also auf Rechnung der convex nach innen gekehrten Durchbiegung.

Die Diagramme Fig. 15[a] und 15[b] an derselben Stelle für eine langsam von A nach B fahrende Locomotive sammt Tender bestätigen das gefundene Resultat.

Diese letzteren Diagramme bieten einen interessanten Vergleich mit den Diagrammen Fig. 16[a] und 16[b], welche ebenfalls an derselben Stelle und für dieselbe, aber von B nach A schnell fahrende Locomotive gelten. Man ersieht aus denselben, dass die Vergrösserung der Dehnung $\frac{(22{,}7 - 20{,}5)\,100}{20{,}5}$ oder auch $\frac{(18{,}8 - 16{,}9)\,100}{16{,}9}$, d. h. rund 11 Procent beträgt.

D) Schiefe eingleisige Blechbrücke über die Tharandter Strasse in Dresden. (Fig. 5[a] und 5[b].)

Eine Reihe von Versuchen wurde an dem Obergurte AB in $^1/_4$ der Spannweite von A aus durchgeführt. Auch hier stellte sich die Pressung in der äusseren Gurtkante grösser als in der inneren heraus. Um jedoch Wiederholungen zu vermeiden, geben wir hier in den Fig. 17[a] und 17[b] nur die Anfangsstücke zweier zusammengehörender Diagramme für einen von A nach B mit dem Tender vorausfahrenden Güterzug. Die Anbringungsweise der Apparate ist aus Fig. 17[c] zu ersehen. Eigenthümlich ist die, auch bei Vertauschung der Apparate sich stets wiederholende Verschiedenheit der Curvenformen, welche zeigt, dass der Beanspruchungswechsel an der Aussenkante des Gurtes ruhiger als an der Innenkante des letzteren vor sich geht.

II. Füllungsglieder.

A) Weisseritzbrücke. (Fig. 1[a] bis 1[c].)

Bei den ersten Versuchen mit den flacheisernen Diagonalen wurden einander gegenüber zwei Apparate derart befestigt, dass der eine auf die Innenseite und der andere auf die Aussenseite des Flacheisens zu liegen kam (Fig. 18[c]). Hierbei erhielt man stets ein Paar einander zwar ähnlicher, aber dem absoluten Maasse nach derart verschiedener Diagramme, dass aus denselben auf eine Biegung der Diagonale senkrecht zur Trägerebene, convex nach aussen, geschlossen werden musste. Ein solches zusammengehörendes Paar von Diagrammstücken für die 370×12^{mm} messende Diagonale im Felde 12 des Trägers AB (Fig. 1[b]) bei einem von B nach A fahrenden Personenzuge zeigen die Fig. 18[a] und 18[b].

Um die Diagramme von der erwähnten Durchbiegung unabhängig zu machen, wurden daher, bei späteren Versuchen, die Apparate in der Mittelebene der Flacheisen befestigt (Fig. 19[c]). So erhielt man für dieselbe Diagonale im Felde 12 (Fig. 1[b]) bei einem von B nach A fahrenden Güterzuge die Fig. 19[a] und 19[b], bei einem Güterzuge in entgegengesetzter Richtung die Fig. 20[a] und 20[b]. In beiden Fällen war also die Dehnung des nach abwärts gekehrten Flacheisenrandes kleiner als die des nach oben gekehrten Randes, was — wenigstens für die untere Hälfte der Diagonale, wo die Apparate befestigt waren — auf eine Krümmung convex nach oben schliessen lässt. Da die Dehnung im Apparate Nr. 1 für 1^m Länge $\frac{20}{165} \cdot 1000 = 0{,}12^{mm}$ und die im Apparate Nr. 2 $\frac{23{,}5}{153} = 0{,}15^{mm}$, also in der Achse der Diagonale $\frac{0{,}15 + 0{,}12}{2} = 0{,}135^{mm}$ betrug, so erhält man als Dehnungen in den äussersten Fasern des 370^{mm} breiten Flacheisens:

am Oberrande:

$$0{,}135 + \frac{0{,}15 - 0{,}12}{2} \cdot \frac{185}{185 + 42} = 0{,}147^{mm},$$

am Unterrande:

$$0{,}135 - \frac{0{,}15 - 0{,}12}{2} \cdot \frac{185}{185 + 42} = 0{,}123^{mm}.$$

Die Secundärspannung macht also hier $\frac{(0{,}147 - 0{,}123)\,100}{0{,}135} = 9$ Procent der Primärspannung aus.

Es ist oben bereits bemerkt worden, dass die Diagonalen des Trägers sich convex nach aussen biegen. Dass dieses auch bei den Verticalständern der Fall ist, beweisen die Diagramme Fig. 21^b für einen von *B* nach *A* (Fig. 1^b) fahrenden Personenzug und das Diagrammstück Fig. 22^b für einen Güterzug in derselben Richtung. Der Apparat Nr. 1 war hierbei an der Aussenseite des Verticalständers 44′ (Fig. 21^c und 21^d) befestigt. Wie man sieht, bekam der Apparat fast nur Zug, während der Verticalständer in seiner Achse bekanntlich nur Druck erhält.

Die zugehörigen Diagramme Fig. 21^a für die Diagonale 43′ (von 100×12^{mm}) und Fig. 22^a für die Diagonale 45′ (von 370×12^{mm}), bei Anbringung des Apparates wie in Fig. 23^d gewonnen, zeigen einen interessanten Zusammenhang mit den Verticalständerdiagrammen Fig. 21^b und 22^b. Der Verticalständer erleidet seine grösste, convex nach aussen gerichtete Biegung, während die Beanspruchung der anschliessenden Diagonale ihr Vorzeichen wechselt, d. h. während die Locomotive an dem Verticalständer vorbeifährt. Es ist einleuchtend, dass die Ursache dieser Durchbiegung vor Allem in der festen Verbindung des Ständers mit dem convex nach unten sich durchbiegenden Querträger liegt.

Um die gleichzeitige Beanspruchung zweier sich kreuzenden Diagonalen eines Feldes zu studiren, wurden (vergl. Fig. 1^b) die Diagonalen 43′ (von 100×12^{mm}) und 34′ (von 220×12^{mm}) gewählt und die Apparate in der in den Fig. 23^c und 23^d angedeuteten Weise befestigt. An der Kreuzungsstelle beider Flacheisen fand keine Verbindung, auch nicht durch Schraubenbolzen, statt. Die zusammengehörenden Diagramme zeigen die Fig. 23^a und 23^b für einen von *B* nach *A* (Fig. 1^b) und die Fig. 24^a und 24^b für einen von *A* nach *B* fahrenden Güterzug.

Bei der Betrachtung derselben tritt die spiegelbildartige Uebereinstimmung der Diagrammpaare hervor. Der durch die rollende Last in einer Diagonale erzeugte Druck ist jedoch stets grösser als der gleichzeitig in der kreuzenden Diagonale erzeugte Zug. Eine vollständige Erklärung dieser Erscheinung würde man allerdings erst geben können, wenn auch die gleichzeitigen Diagramme für die Gurte und die angrenzenden Verticalständer des betreffenden Feldes vorlägen. Bezügliche Versuche behalten wir uns vor.

B) Meissner Elbbrücke. Kleine Oeffnung.

(Fig. 2^a und 2^b.)

Da die Diagonalen als Zwillings-Flacheisen rechts und links an den T förmigen Gurt angenietet sind, so war es von Interesse, zu untersuchen, ob die beiden Flacheisen gleich arbeiten oder nicht.

Von einer grossen Anzahl gezeichneter Diagramme geben wir hier nur zwei zusammengehörende Paare. Fig. 25^a und 25^b gelten für die äussere beziehentlich innere Diagonale (von je 310×10^{mm}) im ersten Felde (vergl. Fig. 25^c), bei langsam von *B* nach *A* fahrender Locomotive sammt Tender; Fig. 26^a und 26^b für die Diagonale (von je 230×10^{mm}) im zweiten Felde, bei einem Personenzuge von *A* nach *B*.

Während in den beiden Flacheisen 21′ (Fig. 25^c) fast genau gleiche Dehnungen stattfinden, beträgt die Dehnung im äussern Flacheisen der Diagonale 01: $\frac{21{,}5}{141} \cdot \frac{1000}{1039} = 0{,}148^{mm}$ und im inneren: $\frac{19{,}5}{141} \cdot \frac{1000}{1025} = 0{,}135^{mm}$ pro Meter, was, im Vergleiche mit dem Mittelwerthe $0{,}141^{mm}$, einer Abweichung von ± 9 Procent des letzteren entspricht.

Gleichzeitig mit den Diagonalen wurde auch die Verticale 11′ (Fig. 25^c) und die zum Verticalverbande gehörende, mit letzterer durch Flacheisengitter verbundene Winkelstrebe (vergl. Fig. 2^b) untersucht, wobei die Apparate Nr. 1 und Nr. 2 in der in Fig. 25^g angedeuteten Weise ihre Befestigung erhielten. Die Diagramme Fig. 25^e für den Ständer, und Fig. 25^f für die Strebe, gelten gleichzeitig mit Fig. 25^a und 25^b für eine von *B* nach *A* langsam fahrende Locomotive sammt Tender.

Auffällig ist die geringe Druckbeanspruchung des Verticalständers, eine Erscheinung, die sich bei allen derartigen Versuchen wiederholte, wie dies z. B. auch aus den zusammengehörenden Diagrammen Fig. 27^a, für die Diagonale 21′ (Fig. 25^c) und Fig. 27^b für die Verticale 11′ bei einem von *B* nach *A* fahrenden Güterzuge zu ersehen ist. Diese beiden Constructionstheile sollen bekanntlich bei derselben Stellung der rollenden Last ihre Maximalbeanspruchung erhalten. Es müsste also, da die grösste Dehnung der Diagonale nach Fig. 27^a sich zu $\frac{27{,}5}{141} \cdot \frac{1000}{1025} = 0{,}19^{mm}$ pro Meter ergiebt, die grösste Verkürzung des Verticalständers $0{,}19 \cdot \cos 45^0 = 0{,}13^{mm}$ betragen, während sich dieselbe nach

Fig. 27[b] nur zu $\frac{12{,}0}{153} \cdot \frac{1000}{960} = 0{,}08^{mm}$ herausstellt. Der Grund kann nur in einer in der Ebene des Trägers vor sich gehenden Biegung des Ständers 11′ liegen.

Dass ausser dieser Biegung der Verticalständer auch eine convex nach aussen gerichtete Ausbiegung in einer zur Brückenachse senkrechten Ebene erfährt, zeigt unzweideutig das schon erwähnte Diagramm Fig. 25[f] für die Winkelstrebe. Der unter der Last nach unten sich biegende Querträger zieht mittelst der Winkelstrebe den oberen Theil des Verticalständers nach innen.

C) Meissner Elbbrücke. Grosse Oeffnung von 174 Fuss rheinl.*) (Fig. 3[a] und 3[b].)

Um die Beanspruchung der, einem zweifachen Dreieckssysteme gehörenden, aus einfachen Flacheisen bestehenden Diagonalen zu studiren, wurden die Apparate Nr. 1 bis 4 an den vier ersten Diagonalen (Fig. 3[a]) in ähnlicher Weise, wie Fig. 23[d] zeigt, befestigt. Zur Belastung der Brücke dienten die in Fig. 28 angegebenen Locomotiven.

Zunächst fuhren die letzteren (mit den Tendern voran) von B nach A (Fig. 3[a]). Das hierbei von der Diagonale $\beta o'$ gezeichnete Diagramm zeigt beispielsweise Fig. 29[b], in welcher die Buchstaben δ, γ, β, α den Stellungen des Bleistiftes in den Augenblicken, wenn das Rad XII des Locomotivzuges über den Querträgern bei δ, γ, β, α zu stehen kam, entsprechen. Aehnliche Figuren erhielt man auch für die übrigen Diagonalen. Während jedoch die Diagramme für die Diagonalen $\delta\beta'$, $\gamma\alpha'$ und $\beta o'$ nach Entlastung der Brücke vollständig auf Null zurückgingen, zeigt das Diagramm (Fig. 29[a]) für die Diagonale $\alpha o'$ eine Differenz zwischen der Anfangs- und der Endordinate.

Um daher eine Controle zu gewinnen, wurde derselbe Versuch in der Weise wiederholt, dass man die Apparate nicht stetige Curven, sondern, bei stillstehender Brückenbelastung, nur kurze horizontale Marken ziehen liess. Zunächst rückte also der Locomotivzug langsam von B nach A vor, bis das Rad XII am Knotenpunkte δ stand. Die nunmehr ausgelösten Apparate schrieben die kurzen Striche δ (Fig. 30[a] bis 30[d]), worauf das Uhrwerk wieder arretirt wurde. Hierauf rückte der Locomotivzug mit dem Rade XII bis zum Knotenpunkte γ vor und die abermals für kurze Zeit in Gang gesetzten Apparate zeichneten die Gerade γ (Fig. 30[a] bis 30[d]) u. s. w. Der Strich o in den Diagrammen entspricht der Stellung des Rades XII auf dem Stützpunkte o.

Auch bei diesem Versuche gingen alle Apparate mit Ausnahme des Nr. 1 vollständig auf Null zurück. Ob die verhältnissmässig grosse Differenz bei dem Diagramme für die Diagonale $\alpha o'$ von irgend einer Unvorsichtigkeit beim Anlegen des Apparates, oder von einer Zustandsänderung der Diagonale vor und nach der Belastung herrührt, lässt sich nachträglich nicht entscheiden. In Fig. 30[a] sind daher die Ordinaten sowohl in Bezug auf die höchste als auch auf die tiefste Lage der Abscissenachse eingeschrieben.

Bezeichnet man für den Augenblick, wenn das Rad XII nach δ gelangt ist, den linken Stützendruck des Trägers mit A, so berechnen sich nach der gewöhnlichen Zerlegungsmethode des Trägers in zwei Partialsysteme und unter Annahme, dass die Gurtstücke $o'\beta'$, $\beta'\delta'$, $o'\alpha'$, $\alpha'\gamma'$ geradlinig sind, die in den Diagonalen wirkenden Kräfte zu:

$$S_1 = 1{,}041\,A;\quad S_2 = 1{,}235\,A;\quad S_3 = 1{.}165\,A;\quad S_4 = 1{,}221\,A.$$

Berücksichtigt man, dass die Bruttoquerschnitte der Diagonalen:

$$f_1 = 9{,}75\,\square''; \ f_2 = 9{,}75\,\square''; \ f_3 = 9{,}00\,\square''; \ f_4 = 8{,}25\,\square'' \text{ rhl.}$$

betragen, so müsste das Verhältniss der specifischen Spannungen der zu einem Partialsysteme gehörenden Diagonalpaare:

$$\frac{S_4}{f_4} : \frac{S_2}{f_2} = \frac{1{,}221\,A}{8{,}25} : \frac{1{,}235\,A}{9{,}75} = 1{,}169$$

und

$$\frac{S_3}{f_3} : \frac{S_1}{f_1} = \frac{1{,}165\,A}{9{,}00} : \frac{1{,}041\,A}{9{,}75} = 1{,}222$$

betragen. In Wirklichkeit stellt sich das Verhältniss der entsprechenden specifischen Dehnungen (nach Fig. 30[a] bis 30[d]) zu

$$\frac{\Delta_4}{\Delta_2} = \left(\frac{22{,}2}{141} \cdot \frac{1000}{1028}\right) : \left(\frac{18{,}0}{153} \cdot \frac{1000}{950}\right) = 1{,}234$$

und

$$\frac{\Delta_3}{\Delta_1} = \left(\frac{19{,}0}{141} \cdot \frac{1000}{1012}\right) : \left(\frac{12{,}0}{165} \cdot \frac{1000}{956}\right) = 1{,}779$$

heraus.

Die Differenz zwischen den berechneten und beobachteten Werthen stellt sich also für die Diagonalen S_4 und S_2 zu $\frac{1{,}234 - 1{,}169}{1{,}169} \cdot 100 =$ 4 Procent und für die Diagonalen S_3 und S_1 zu

1) Beschrieben und abgebildet in der Zeitschrift für Bauwesen 1868.

$\frac{1{,}779 - 1{,}222}{1{,}222} \cdot 100 = 46$ Procent des kleineren Werthes heraus. (Die letzere Differenz würde sich bei Annahme der Abscissenachse *mm* in Fig. 30ª noch grösser herausstellen.)

In ähnlicher Weise erhält man für den Augenblick, wenn das Rad XII bis zum Knotenpunkte γ gelangt ist, nach der Berechnung in Partialsystemen, wie oben:

$$\frac{S_3}{f_3} : \frac{S_1}{f_1} = \frac{1{,}165}{9{,}00} A : \frac{1{,}041}{9{,}75} A = 1{,}222,$$

während das Verhältniss der specifischen Dehnungen nach Fig. 30ª und 30ᶜ:

$$\frac{\Delta_3}{\Delta_1} = \left(\frac{22{,}8}{141} \cdot \frac{1000}{1012}\right) : \left(\frac{14{,}4}{165} \cdot \frac{1000}{956}\right) = 1{,}758$$

ist. Die Differenz beträgt also $\frac{1{,}758 - 1{,}222}{1{,}222} \cdot 100 = 44$ Procent.

Aus diesen Ergebnissen muss man schliessen, dass die gewöhnliche Berechnung der Füllungsglieder durch Zerlegung eines mehrfachen Systems in von einander unabhängige Partialsysteme zu sehr groben Fehlern führen kann.[1])

Bei den nächsten Versuchen sind die Apparate an denselben Diagonalen gelassen worden, jedoch fuhr der Locomotivzug (Fig. 28) in entgegengesetzter Richtung, von A nach B, auf die Brücke. Von den hierbei erhaltenen vier Diagrammen zeigen beispielsweise die Fig. 31ª und 31ᵇ die für die Diagonalen S_2 und S_3 geltenden. Die Buchstaben α, β, γ, δ entsprechen der Bleistiftstellung, wenn das Rad I des Locomotivzuges bis zu den Knotenpunkten α, β, γ, δ vorgerückt war. Bemerkenswerth ist, dass beide Diagramme, im Gegensatz zu der gewöhnlichen Annahme, gar keine Pressung, sondern nur Spannung aufweisen.

Um dies zu controliren, liess man den Locomotivzug schrittweise vorfahren und mit dem Rade I bei α, β, γ, δ still stehen, wobei jedesmal der Apparat einen kurzen Bleistiftstrich zog. Die so erhaltenen Diagramme Fig. 32ª bis 32ᵈ, den Diagonalen S_1 bis S_4 entsprechend, bestätigen vollständig das oben Gefundene.

Aus der Fig. 32ᵈ sieht man, dass die Beanspruchung der Diagonale S_4 aus Pressung in Spannung übergeht, wenn der Locomotivzug mit seinem Vorderrade I von γ nach δ rückt. Die grösste hierbei vorkommende Verkürzung beträgt nicht mehr als $\frac{1{,}5}{141} \cdot \frac{1000}{1028} = 0{,}01^{mm}$ pro Meter, was einer Pressung von 20^{kg} pro $\square^{cm}$ entspricht. Da die Diagonale S_4 einen Bruttoquerschnitt von $8{,}25 \square''$ rhl. $= 56{,}4 \square^{cm}$ besitzt, so hat sie demnach einen Druck von 1128^{kg} auszuhalten. Rechnet man andererseits (durch Zerlegung in Partialsysteme) nach, welche Belastung Q des Knotenpunktes β einen solchen Druck in der Diagonale $\delta\beta'$ erzeugt, so findet man zunächst nach der Methode der statischen Momente, wenn B den rechten Stützendruck bedeutet, $S_4 = 2{,}08\, B$ und folglich aus der Bedingungsgleichung

$$2{,}08 \cdot \frac{18}{174} Q = 1128,$$

$$Q = 5250^{kg}.$$

Dass aber die Last, welche in Wirklichkeit bei dem Versuche in β gewirkt hatte, viel grösser war, ist leicht einzusehen, da der obige Betrag von Q schon durch

1) Die grossen Differenzen zwischen den berechneten und den beobachteten Werthen waren Veranlassung, dass während der Drucklegung dieser Mittheilung nochmals Versuche, und zwar gleichzeitig an den Diagonalen S_1, S_3, S_5, S_7 (Fig. 3ª), bei einer von B nach A mit dem Tender voran fahrenden Locomotive, vorgenommen wurden. Man erhielt hierbei für das Verhältniss der relativen Dehnungen Δ_1, Δ_3, Δ_5, Δ_7 folgende Resultate:

a) wenn das erste Tenderrad bis zum Knotenpunkte $\varkappa$ (Fig. 3ª) vorgerückt war:

	$\frac{\Delta_3}{\Delta_1}$	$\frac{\Delta_5}{\Delta_1}$	$\frac{\Delta_7}{\Delta_1}$	$\frac{\Delta_5}{\Delta_3}$	$\frac{\Delta_7}{\Delta_3}$	$\frac{\Delta_7}{\Delta_5}$
Nach der Berechnung	1,22	1,62	2,34	1,33	1,51	1,44
Nach den Versuchen	1,75	3,37	3,76	1,93	2,15	1,12

b) wenn das erste Tenderrad bis zum Knotenpunkte ε vorgerückt war:

	$\frac{\Delta_3}{\Delta_1}$	$\frac{\Delta_5}{\Delta_1}$	$\frac{\Delta_5}{\Delta_3}$
Nach der Berechnung	1,22	1,62	1,33
Nach den Versuchen	1,80	2,81	1,56

c) wenn das erste Tenderrad bis zum Knotenpunkte γ vorgerückt war:

	$\frac{\Delta_3}{\Delta_1}$
Nach der Berechnung	1,22
Nach den Versuchen	2,24

Auch durch diese Versuche ist also die Richtigkeit der oben ausgesprochenen Bemerkung bewiesen.

In den Fig. 48ª bis 48ᵈ sind vier gleichzeitige Diagramme für die Diagonalen S_1, S_3, S_5, S_7 bei einer von B nach A (Tender voran) und in den Fig. 49ª bis 49ᵈ bei einer von A nach B (Tender hinten) fahrenden Locomotive gegeben.

Die Fig. 50ª bis 50ᵈ beziehen sich auf die Diagonalen S_2, S_4, S_6, S_8 (Fig. 3ª) bei einer von B nach A (Tender voran) fahrenden Locomotive und die Diagramme 51ª bis 51ᶜ auf die Diagonalen S_2, S_4, S_6 bei einem von B nach A fahrenden Güterzuge.

ein einziges Locomotivrad überschritten worden wäre. Man sieht also auch hieraus, dass der nach dem gewöhnlichen Verfahren (Partialsysteme) berechnete Werth des Maximaldruckes S_4 durchaus nicht mit dem wirklichen übereinstimmt.

Die folgenden Diagramme Fig. 33[a] und 33[b], 34[a] und 34[b], 35[a] und 35[b] stellen die Dehnungen in den Diagonalen S_4 und S_3 (Fig. 33[c]), S_3 und S_2 (Fig. 34[c]) und S_2 und S_1 (Fig. 35[c]) beim Fahren einer mit dem Tender nach vorn gekehrten Locomotive von B nach A dar. Bei den Diagrammen Fig. 33[a] und 33[b] war die Fahrgeschwindigkeit eine langsame. Hervorgehoben mag werden, dass das Anwachsen der Spannung in den zu einem Partialsysteme gehörenden Diagonalen S_4 (Fig. 33[a]) und S_2 (Fig. 34[b] und 35[a]) viel unregelmässiger als die Spannungsänderung in den zu dem anderen Partialsysteme gehörenden Diagonalen S_3 (Fig. 33[b]) und S_1 (Fig. 34[a] und 35[b]) verläuft. Die grösste Unregelmässigkeit findet während der Zeit statt, wenn die Locomotive sich in der Gegend der mittleren, mit gekreuzten Diagonalen versehenen Felder befindet.

Diese Erscheinung ist auch in den Diagrammen Fig. 36[a] für die Diagonale S_4 und in Fig. 36[b] für die Diagonale S_3 beim Befahren der Brücke mit einem Güterzuge von B nach A (Fig. 3[a]) gekennzeichnet. Eine Druckbeanspruchung der Diagonalen, wie dieselbe kurz vor dem Abrollen der letzten Räder von der Brücke zu erwarten stände, ist auch hier in den Diagrammen nicht zu bemerken.

Die Diagrammcurven Fig. 36[a] und 36[b] ziehen sich auf ein ziemlich langes Stück nahezu parallel zur Abscissenachse hin. Nimmt man für diese (der mit Güterwagen total belasteten Brücke entsprechenden) Diagrammstücke als mittlere Ordinate 12,00^{mm} und 8,00^{mm} an, so würde hiernach das Verhältniss der relativen Dehnungen von S_3 und S_4 gleich $\left(\frac{12,0}{955 . 165}\right) : \left(\frac{8,0}{960 . 153}\right)$, d. h. gleich 1,40, und folglich, da die Bruttoquerschnitte der Diagonalen $f_3 = 9 \square''$ und $f_4 = 8,25 \square''$ rhl. betragen, das Verhältniss der Diagonalkräfte $\frac{S_3}{S_4} = 1,40 \frac{9}{8,25} = 1,53$ betragen.

Rechnet man andererseits das Verhältniss dieser Kräfte unter Voraussetzung einer durchweg gleichmässig mit p pro laufenden Meter belasteten Brücke aus, so erhält man im ersten Partialsysteme:

Stützendruck $A = 43,5 p$

und nach der Methode der statischen Momente

$$S_3 = \frac{170,28 A - 179,28 . 9 p}{146,18} = 39,64 p.$$

Ferner im zweiten Partialsysteme:

Stützendruck $A = 39,0 p$

und

$$S_4 = \frac{246,1 A - 264,1 . 9 p}{201,6} = 35,82,$$

also

$$\frac{S_3}{S_4} = 1,11.$$

Die Differenz zwischen dem Beobachtungs- und dem Rechnungsresultate stellt sich also auf $\frac{1,53 - 1,11}{1,11} . 100 = 38$ Procent des berechneten Werthes.

Zu einem ganz gleichen Resultate führen auch die Diagramme Fig. 37[a] und 37[b] an denselben Diagonalen für einen von A nach B (Fig. 3[a]) fahrenden Personenzug. Die Ordinaten 10,5 und 7,0 stehen nämlich in demselben Verhältnisse wie die Ordinaten 12,0 und 8,0 der Diagramme 36[a] und 36[b]. In dem Anfangsstücke *abcde* der Fig. 37[b] lässt sich besonders deutlich die infolge des zweifachen Dreieckssystems ungleichmässig vor sich gehende Spannungsänderung der Diagonale S_3 erkennen.

Die Diagramme Fig. 38[a] und 38[b] gelten bei einem von A nach B (Fig. 3[a]) fahrenden Personenzuge für die Diagonalen S_3 beziehentlich S_4. Im Gegensatze zu den Diagrammen Fig. 31[b] und 32[c], welche bei langsamer Fahrt zweier mit den Tendern voran von A nach B fahrenden Locomotiven aufgenommen wurden, tritt also bei schnellem Fahren und einer vorausgehenden Locomotive, in S_3 zunächst Druck ein.

Vergleicht man die für volle, gleichmässige Brückenbelastung aus den Mittelstücken der Diagramme 39[a] und 39[b] (Personenzug von B nach A) abzumessenden relativen Verlängerungen der Diagonalen S_2 und S_1, so erhält man als Verhältniss dieser Längenänderungen im Mittel: $\left(\frac{8,8}{952 . 153}\right) : \left(\frac{7,6}{955 . 165}\right)$, das heisst 1,24.

Bei gleichen Bruttoquerschnitten der Diagonalen stehen die Diagonalkräfte S_2 und S_1 selbst auch in diesem Verhältnisse zu einander.

Rechnet man andererseits diese Kräfte unter Voraussetzung einer mit p pro Meter gleichförmig belasteten Brücke aus, so ergiebt sich, beim Zerlegen in Partialsysteme, im ersten System:

Stützendruck $A = 43,5 p$ und $S_1 = 1,041 A = 45,28 p$,

im zweiten System:

Stützendruck $A = 39{,}0\,p$ und $S_2 = 1{,}235\,A = 48{,}17\,p$,

also

$$\frac{S_2}{S_1} = \frac{48{,}17}{47{,}28} = 1{,}06.$$

Die Differenz zwischen den beobachteten und dem berechneten Verhältnisse beträgt $\frac{1{,}24 - 1{,}06}{1{,}06} \cdot 100 = 17$ Procent des letzteren.

Während die bis jetzt beschriebenen Versuche sich nur auf Diagonalen bezogen, sind bei den folgenden die Verticalständer untersucht worden.

Die Diagramme Fig. 40[a] und 40[b] zeigen die Längenänderungen der beiden, parallel zur Trägerachse liegenden Schenkel der äusseren Winkel am Verticalständer $\delta\,\delta'$ (Fig. 40[c] und 3[a]) bei einem von A nach B von zwei Locomotiven gezogenen Güterzuge. Aus der Ungleichheit der Diagrammstücke *abcde* muss auf eine Biegung des Verticalständers in der Ebene des Trägers während dieser Zeitperiode geschlossen werden. Zur Zeit der Maximalbeanspruchung ist jedoch diese Biegung nur sehr gering gewesen, da $\frac{10}{165} = 0{,}067$ und $\frac{9{,}5}{153} = 0{,}062$ beträgt.

Während der Vollbelastung der Brücke mit Güterwagen (Diagrammstück *ef*) verhielten sich die relativen Verkürzungen der beiden Apparate nahezu wie die Uebersetzungsverhältnisse der letzteren, d. h. wie 165 : 153 oder 1,2 : 1, die relativen Verkürzungen der äussersten Winkeleisenkanten also wie 1,12 : 1. Die untere Hälfte der Verticale krümmte sich also convex nach der Seite des Stützpunktes B.

Ausserordentlich instructiv sind die gleichzeitig an den äusseren und den inneren Winkeleisen (Fig. 41) der Verticalen $\delta\,\delta'$ (Fig. 3[a]) gewonnenen Diagramme Fig. 42[a] und 42[b] bei einem von A nach B fahrenden Güterzuge, ferner die Fig. 43[a] und 43[b] bei einem in gleicher Richtung fahrenden Personenzuge, und die Diagramme 44[a] und 44[b] bei einem von B nach A fahrenden Güterzuge. Die in einer zur Trägerachse senkrechten Ebene vor sich gehende Krümmung des Verticalständers tritt in der deutlichsten Weise hervor. Die äusseren Winkeleisen erleiden die ganze Zeit hindurch nur Druck, woraus geschlossen werden muss, dass die Secundärpressung grösser als die bei Belastung nur des Brückentheiles $A\,\delta$ (Fig. 3[a]) auftretende Primärspannung ist. Die inneren Winkeleisen werden gepresst, wenn nur der Theil $\delta\,B$ (Fig. 3[a]) der Brücke belastet ist. Während die Locomotive am Verticalständer vorbeifährt, geht der Druck in Zug über, d. h. der Verticalständer biegt sich stark convex nach innen. Hierauf fällt die Beanspruchung fast auf Null herab (während im äusseren Winkeleisen noch immer Druck bleibt), um endlich wiederum als eine wenig vergrösserte Spannung aufzutreten, kurz bevor die Belastung von der Brücke ganz abrollt.

Diese zuletzt erwähnte, bei Belastung nur eines an A anliegenden Trägerstückes auftretende Spannung (nach innen convexe Biegung) ist besonders deutlich in dem Diagramme Fig. 44[b] bei m für einen von A nach B (mit Locomotive hinten) fahrenden Güterzug zu sehen.

Eine fernere Bestätigung des von der Biegung des Verticalständers $\delta\,\delta'$ Gesagten giebt auch das Diagramm Fig. 45 für das innere Winkeleisen desselben. Dieses Diagramm wurde gewonnen, indem eine von A kommende Locomotive mit dem Vorderrade von Knotenpunkt zu Knotenpunkt vorrückte und bei diesen Einstellungen der Bleistift des Apparates je einen horizontalen Strich machte. Die Buchstaben δ, ε, ζ u. s. w. bedeuten also, dass das erste Rad an den Knotenpunkten δ, ε, ζ (Fig. 3[a]) u. s. w. stand. Bei der Stellung λ befand sich das letzte Tenderrad am Knotenpunkte δ. Der verticale Strich $v\omega$ entspricht der eintretenden Maximalspannung während des Fahrens der Locomotive von A bis δ.

Aus obigen Untersuchungen geht hervor, dass die Verticale $\delta\delta'$ ihre stärkste Beanspruchung von der rollenden Last nicht als Druck, sondern auf der inneren Seite, und zwar als Spannung erhält.

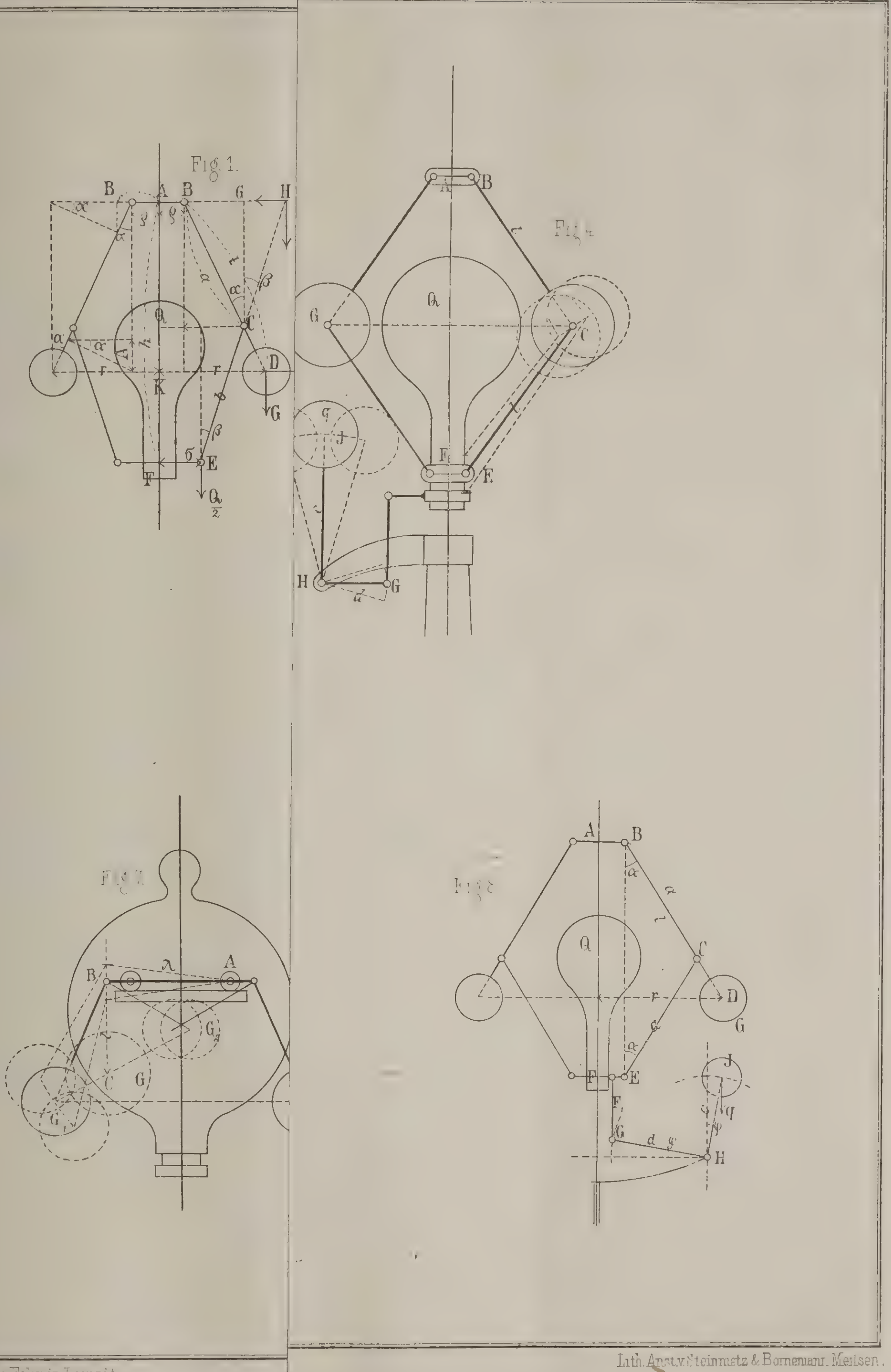
D) Unterführung der Freiberger Strasse.

(Fig. 4[a] und 4[b].)

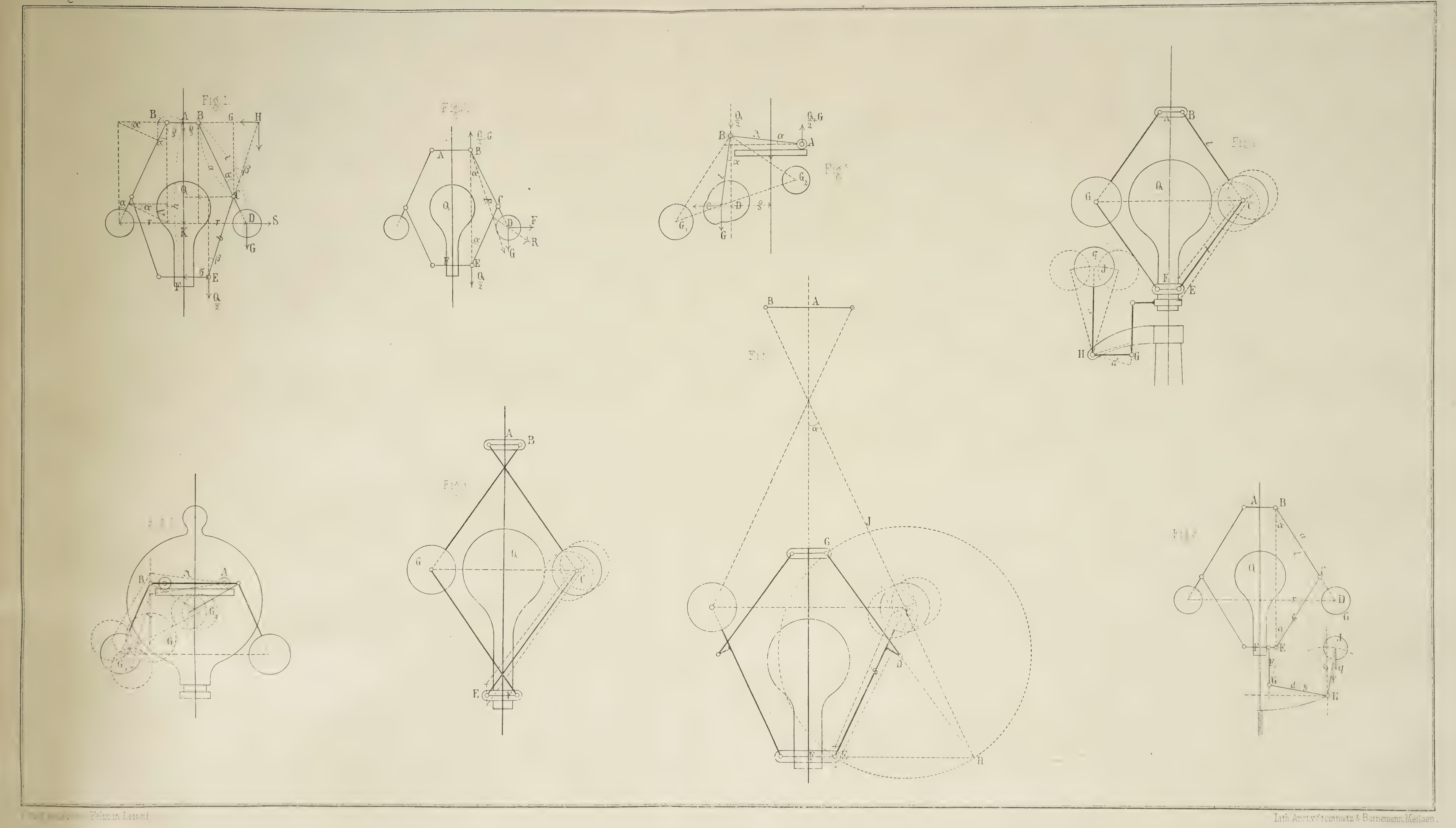
Es wurden einige Versuche an den aus je zwei Flacheisen bestehenden Diagonalen, im dritten Felde von B, ausgeführt.

Aus den Diagrammen Fig. 46[a] und 46[b] für eine langsam von B nach A, und den Diagrammen Fig. 47[a] und 47[b] für eine schnell in entgegengesetzter Richtung zurückkehrende Locomotive sammt Tender ist zu ersehen, dass eine nennenswerthe Differenz in den Spannungen der beiden Flacheisen nicht eintritt.

(Fortsetzung folgt.)



Verlag von Arthur Felix in Leipzig
Lith. Anst. v. Steinmetz & Bornemann, Meissen.



Lith. Anst. v. Steinmetz & Bornemann, Meissen.

Beitrag zu einer vergleichenden Theorie der Centrifugalregulatoren.

Von

Professor **A. Salaba** in Prag.

(Hierzu Tafel XX.)

In neuerer Zeit sind einige Anordnungen von Centrifugalregulatoren aufgetreten, denen im Vergleiche zu der gewöhnlichen Anordnung derselben eine bedeutende Empfindlichkeit und Energie nachgerühmt wird. Es wird nun vielleicht von einigem Nutzen sein, zu untersuchen, wie sich unter gewissen gleichen Umständen die Leistungsfähigkeit verschiedener Regulatorconstructionen herausstellt. In dem Folgenden sollen in diese Untersuchung die gewöhnlichen Regulatoren mit offener oder gekreuzten Armen, ferner die Regulatoren mit variablem Gegengewichte, mit Proell'scher Aufhängung und der sogenannte Cosinusregulator einbezogen und vorher gewisse allgemeine Eigenschaften derselben in Betracht genommen werden.

Der Regulator im Allgemeinen drehe sich um eine verticale Achse und habe in der durch diese Achse gehenden Mittelebene eine symmetrische Anordnung. Es werde vorausgesetzt, dass einer bestimmten Rotationsgeschwindigkeit und einem bestimmten Hülsenwiderstande eine bestimmte Stellung der Regulatorhülse, des mit ihr verbundenen Stellzeuges und des Kraftvertheilers entspreche, wenn sich der Regulator in einer relativen Gleichgewichtslage in der rotirenden Mittelebene befindet, d. h. dass der Regulator ein sogenannter statischer sei. Bei den astatischen Regulatoren, die nur bei der normalen Geschwindigkeit sich in relativem Gleichgewichte befinden, trifft jene Voraussetzung nicht zu, und auch nicht bei den indirect wirkenden Regulatoren gewöhnlicher Anordnung. Hat sich das Gleichgewicht zwischen Kraft und Widerstand an der Maschine (Motor) bei einer gewissen Beharrungsgeschwindigkeit verändert, so soll nach einer gewissen Zeit — die hier nicht in Betracht kommt — durch den Regulator das Stellzeug so verrückt werden, dass wieder Gleichgewicht zwischen Kraft und Last und eine etwas veränderte Beharrungsgeschwindigkeit eintritt und der Regulator dann in seiner neuen relativen Ruhelage verbleibt.

Es sei ω die Winkelgeschwindigkeit der Regulatorachse in irgend einer Gleichgewichtslage, α der Winkel der Mittellinie des Hängearmes, woran das Kugelgewicht G befestigt ist, mit jener Achse, Q das Hülsengewicht, so ist ω eine Function von α, Q, G, wenn man den Einfluss des Gewichtes und der Centrifugalkraft der übrigen Regulatortheile vernachlässigt, oder

$$\omega^2 = F(\alpha, m) = F,$$

wo

$$m = \frac{Q}{2G} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (1)$$

da jene Gewichte offenbar nur in ihrem Verhältnisse in dem Ausdrucke für ω vorkommen können. Für die Normallage ist analog

$$\omega_0^2 = F(\alpha_0, m_0) = F_0 \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (2)$$

Es seien nun die Aenderungen von ω, α, m entsprechend klein, so dass man mit hinreichender Näherung die zweiten und höheren Potenzen von $(\omega_0 - \omega) = \delta\omega$, $(\alpha_0 - \alpha) = \delta\alpha$, $(m_0 - m) = \delta m$ gegenüber den ersten Potenzen vernachlässigen und beispielsweise $\sin\delta\alpha = \delta\alpha$, $\cos\delta\alpha = 1$ setzen kann. Durch Differenziirung von Gl. (1) und Einführung von Differenzen statt der Differenziale findet sich

$$2\,\omega\,.\,\delta\omega = \frac{dF}{d\alpha}\,.\,\delta\alpha + \frac{dF}{dm}\,.\,\delta m,$$

oder wenn

$$\frac{dF}{d\alpha} = F_1, \quad \frac{dF}{dm} = F_2, \quad \delta\omega = \xi\,.\,\omega$$

gesetzt wird,

$$2\xi = \frac{F_1}{F} . \delta\alpha + \frac{F_2}{F} . \delta m \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (3)$$

Die Grösse δm hat den Werth $\frac{\delta Q}{2G}$, wo δQ den in entgegengesetzter Richtung der Hülsenbewegung gerichteten, also positiven oder negativen, constanten oder unter Umständen auch variablen Hülsenwiderstand bedeutet; die Grösse ξ werde als Aenderungsgrad der Winkelgeschwindigkeit ω bezeichnet. Es strebe der Regulator seiner neuen Gleichgewichtslage steigend — bei wachsendem α — zu, so ist δm positiv und der bezügliche Aenderungsgrad bestimmt sich aus

$$2\xi' = \frac{F_1}{F} . \delta\alpha + \frac{F_2}{F} . \delta m;$$

für dieselbe Gleichgewichtslage des fallenden Regulators ist

$$2\xi'' = \frac{F_1}{F} . \delta\alpha - \frac{F_2}{F} . \delta m,$$

daher

$$\xi' - \xi'' = \frac{F_2}{F} . \delta m,$$

oder

$$\frac{(\omega' - \omega_0)}{\omega_0} - \frac{(\omega'' - \omega_0)}{\omega_0} = \frac{\omega' - \omega''}{\omega_0} = \frac{F_2}{F} . \delta m \quad . \quad (4)$$

Die Grössen ω', ω'' sind jene Geschwindigkeiten, bei denen ein Ausschlag des Regulators nach oben oder nach unten aus irgend einer Gleichgewichtslage $[\alpha_0 + \delta\alpha]$ nach oben und nach unten eben erfolgt; man kann sie darum als Ausschlagsgeschwindigkeiten bezeichnen, und die letzte Gleichung drückt aus, dass die Differenz der beiden Ausschlagsgeschwindigkeiten in jeder Lage des Regulators constant ist. Für die Normallage hat man $\delta\alpha = 0$, daher auch unmittelbar aus (3)

$$2\xi_0' = -2\xi_0'' = \frac{F_2}{F_0} . \delta m.$$

Die Differenz $\xi_0' - \xi_0'' = 2\xi_0' = 2\left(\frac{\omega_0' - \omega_0}{\omega_0}\right)$ werde mit $i_0 = \frac{F_2}{F_0} . \delta m$ bezeichnet und heisse der Unempfindlichkeitsgrad des Regulators. (Dieser Grad darf, wie leicht begreiflich, nicht kleiner sein als der Ungleichförmigkeitsgrad der Bewegung während einer Umdrehung der Schwungradwelle im Beharrungszustande, und ist somit eine hohe Empfindlichkeit des Regulators nur bis zu einer gewissen Grenze erwünscht.)

Es werde nun die Bedingung gestellt, dass der Regulator bei gewissen Geschwindigkeitsänderungen extreme Gleichgewichtslagen einnehme, wodurch die geringste oder grösste Krafteinströmung in den Motor erfolgt. Der Einfachheit wegen werde weiter angenommen, dass die numerische Grösse des Ausschlagswinkels $\Delta\alpha$ für beide extreme Lagen dieselbe sei, so dass die bezüglichen Aenderungsgrade $\xi'(max)$, $-\xi''(max)$ dann gleich sind, und zwar $= \frac{i}{2}$, dem halben Ungleichförmigkeitsgrade i des Regulators, der sich vermöge (3) aus der Gleichung

$$i = \frac{F_1}{F} . \Delta\alpha + \frac{F_2}{F} . \delta m \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (5)$$

berechnet, wenn hier unter $\Delta\alpha$ die positive Zunahme von α bei positivem Aenderungsgrade $\frac{i}{2}$ der Winkelgeschwindigkeit verstanden wird. Die Regulatorhülse verschiebe sich hierbei aus der Normallage beiderseits um $\frac{\delta h}{2}$, und ist $\delta h = C . \Delta\alpha$, wo die Constante C von der Configuration der Regulatortheile abhängt. Ist nun weiter δQ der constante Hülsenwiderstand, so ist die genannte Arbeit, die der Regulator bei dem Uebergange aus einer extremen Lage in die andere zu leisten hat und die gleich sein muss jener Arbeitsgrösse, welche zur Verrückung des Stellzeuges am Kraftvertheiler innerhalb der gegebenen Grenzen erforderlich ist,

$$L = \delta h . \delta Q = \delta h_0 . \delta Q_0 = 2G . \delta h . \delta m \quad . \quad (6)$$

wobei δh_0 und δQ_0 die analoge Bedeutung mit δh und δQ für einen gewissen Punkt des Stellzeuges haben, auf welchen man den Widerstand desselben sich reducirt denken will. Wählt man nun δh oder δm, so ist die andere der beiden Grössen aus (6) zu berechnen und der Regulator mit Rücksicht darauf und auf den gewünschten Ungleichförmigkeitsgrad i anzuordnen.

Es ist eine solche Wahl von δm möglich, dass der Regulator bei gegebenem i die grösste Arbeit L entwickelt, am leistungsfähigsten wird, oder dass bei gegebenem L die Gewichte desselben Q und $2G$ am kleinsten ausfallen. Setzt man in (6) für $\delta h = C\Delta\alpha$ seinen aus (5) sich ergebenden Werth, so wird

$$L = 2G . C . \Delta\alpha . \delta m = 2GC . \frac{F}{F_1}\left(i - \frac{F_2}{F} . \delta m\right)\delta m.$$

Das Maximum von L resp. Minimum von G in Hinsicht auf δm trifft ein, wenn

$$i - 2\frac{F_2}{F} . \delta m = 0, \qquad \delta m = \frac{i}{2} . \frac{F}{F_2} \quad . \quad . \quad (7)$$

wird; damit ergiebt sich

$$\Delta\alpha = \frac{i}{2} . \frac{F}{F_1} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (8)$$

für die maximale Leistungsfähigkeit des Regulators. Sein totales Arbeitsvermögen ist dann

$$L(max) = i^2 . \frac{GC}{2} . \frac{F}{F_1} . \frac{F}{F_2} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (9)$$

und kann dieses als das Maass seiner Energie oder kurz als dessen Energie selbst bezeichnet werden. Die von den Gewichten und von der Configuration des Regulators abhängige Grösse $\frac{GC}{2} \cdot \frac{F^2}{F_1 F_2} = \frac{L}{i^2}$ möge der Energiecoëfficient (E) heissen. Die Energie ist also proportional dem Kugelgewichte und dem Quadrate des Ungleichförmigkeitsgrades. Ein gegebener Regulator erhält seine maximale Leistungsfähigkeit, wenn sein Hülsenwiderstand nach der Gl. (7) bemessen wird.

Werden von nun an $\varDelta\alpha$ und δm auf die maximale Energie des Regulators bezogen, so erhält die Gleichung (3) durch Einsetzung der Werthe von $\frac{F_1}{F}$ und $\frac{F_2}{F}$ aus (7) und (8) die Form

$$2\xi = \frac{i}{2}\left(\frac{\delta\alpha}{\varDelta\alpha} \pm 1\right) \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (10)$$

Ist also z. B. $\delta\alpha = 0$, so wird

$$\xi_0{}' = \frac{i}{4}, \quad \xi_0{}'' = -\frac{i}{4},$$

d. h. die Aenderungsgrade der Ausschlagsgeschwindigkeiten aus der Normallage sind gleich dem vierten Theile, oder der Unempfindlichkeitsgrad eines Regulators mit maximaler Energie ist gleich der Hälfte seines Ungleichförmigkeitsgrades.

In den extremen Lagen ist $\delta\alpha = \pm\varDelta\alpha$, und daher

$$\xi' = \xi'' = 0,$$

d. h. der Regulator verlässt bei maximaler Energie seine extremen Lagen, wenn wieder die normale Winkelgeschwindigkeit ω eingetreten ist.

Setzt man in (5) $\delta m = 0$, d. h. lässt man den Regulator keinen Hülsenwiderstand überwinden, so findet sich daraus der entsprechende maximale Ausschlagswinkel $(\varDelta\alpha)_0$ mit

$$(\varDelta\alpha)_0 = i . \frac{F}{F_1} = 2\varDelta\alpha,$$

woraus eine weitere Eigenschaft fliesst, nämlich, dass ein Regulator bei maximaler Energie einen halb so grossen extremen Ausschlag zeigt, als wenn er unter sonst gleichen Umständen keinen Hülsenwiderstand zu überwinden hätte.

Bezüglich des Ausdruckes in (8) ist noch eine Bemerkung zu machen. Es wurde vorausgesetzt, dass $\varDelta\alpha$ eine kleine Grösse bleibe, und darf somit die abgeleitete Function F_1 für keine Stellung des Regulators zu Null werden; sie darf aber auch nicht negativ sein, wenn der Regulator die Eigenschaft der Stabilität oder für bestimmte Aenderungen der Winkelgeschwindigkeit bestimmte geänderte Gleichgewichtslagen besitzen soll. Die Betrachtung irgend einer Regulatoranordnung lässt sofort erkennen, dass, wenn das Gleichgewicht in irgend einer Lage desselben durch eine positive Aenderung (Zunahme) der Drehgeschwindigkeit gestört wird, die Kugelgewichte sich im Sinne der vergrösserten Centrifugalkraft bewegen oder die Neigungswinkel α der Kugelarme auch eine positive Zunahme erfahren müssen. Dies wird in der That eintreffen zufolge Gl. (3) — vorausgesetzt, dass ξ hinreichend gross sei, damit überhaupt ein Ausschlag statthaben könne —, wenn F_1 positiv ist. Ist das jedoch nicht der Fall, oder F_1 negativ, so entspräche einem positiven $\delta\alpha$ eine Abnahme $(-\xi\omega_0)$ der Geschwindigkeit. Liesse man also in der neuen Gleichgewichtslage die Geschwindigkeit wieder auf ω_0 steigen, so hätte dies nach dem oben Bemerkten nun eine Vergrösserung von α zur Folge, die immer mehr zunehmen würde, da für jede neue Lage des Regulators dieselbe Schlussfolgerung anwendbar ist, d. h. der Regulator, aus seiner Gleichgewichtslage einmal verrückt, wird sich bei ungeändertem ω von selbst immer mehr von ihr entfernen. Bei negativem F_1 befindet sich also der Regulator in labilem relativem Gleichgewichte. Der Grenzfall $F_1 = 0$ entspricht dem sogenannten astatischen Regulator, der ebenfalls unbrauchbar ist, und muss man bestrebt sein, den Regulator innerhalb seiner extremen Lagen von diesem Grenzfalle fern zu halten, schon aus dem Grunde, dass in Gl. (8) F_1 als nahezu constant angesehen werden könne und die Empfindlichkeit des Regulators in seinen verschiedenen Lagen nicht zu sehr verschieden sei.

Es sollen nun die gewonnenen Beziehungen auf einige besondere Regulatoranordnungen angewendet werden, zunächst auf den gewöhnlichen Watt-Porter'schen Regulator (Fig. 1).

Denkt man sich den Angriffspunkt des in der Hängestange CE wirkenden Zuges in die Verlängerung von AB nach H verlegt, und bemerkt, dass die verticale Componente dieses Zuges dem halben Gewichte Q gleich ist, so ist mit Rücksicht auf die Bezeichnungen in der Figur die Gleichgewichtsbedingung des Armes BD in Bezug auf den Drehpunkt B (unter der näherungs-

weise giltigen Voraussetzung, dass die Centrifugalkraft von G im Schwerpunkte resp. Mittelpunkte D angreife),

$$\frac{G}{g}\omega^2 r . BD\cos\alpha = G . BD\sin\alpha + \frac{Q}{2}(BG+GH),$$

oder

$$\frac{G}{g}\omega^2 r . l\cos\alpha = G l\sin\alpha + \frac{Q}{2}(a\sin\alpha + a\cos\alpha . tg\beta),$$

$$\frac{\omega^2}{g} = \frac{1}{r}\left[tg\alpha\left(\frac{a}{l}.\frac{Q}{2G}+1\right)+\frac{a}{l}.\frac{Q}{2G}.tg\beta\right];$$

setzt man

$$\frac{a}{l}=k,\quad \frac{a}{b}=k_1,\quad \frac{Q}{2G}=m,$$

so folgt

$$\frac{\omega^2}{g}=\frac{1}{r}[(km+1)tg\alpha + km\,tg\beta] = F \quad . \quad . \quad (7)$$

Hierbei ist

$$r = l\sin\alpha + \varrho = (b\sin\beta + \sigma - \varrho)\frac{l}{a} + \varrho \quad . \quad . \quad (8)$$

Zufolge der Bedeutung von F_1 und F_2 ist

$$F_1 = \frac{dF}{d\alpha} = \frac{1}{r}\left[\frac{km+1}{\cos^2\alpha} + \frac{d\beta}{d\alpha}.\frac{km}{\cos^2\beta}\right] - \frac{dr}{d\alpha}.\frac{1}{r^2}[(km+1)tg\alpha + km.tg\beta],$$

ferner

$$\frac{dr}{d\alpha} = l\cos\alpha = b.\frac{l}{a}.\cos\beta.\frac{d\beta}{d\alpha},$$

$$\frac{d\beta}{d\alpha}=k_1.\frac{\cos\alpha}{\cos\beta}$$

und damit

$$\Delta\alpha = \frac{i}{2}.\frac{F}{F_1} = \frac{i}{2}.\frac{(km+1)tg\alpha+km\,tg\beta}{\left[\frac{km+1}{\cos^2\alpha}+\frac{kk_1m\cos\alpha}{\cos^3\beta}\right]-\frac{l\cos\alpha}{r}[(km+1)tg\alpha+km\,tg\beta]}.$$

Der Abstand h des Hülsenpunktes F von dem festen Punkte A (die Höhe des Regulators) ist nach der Figur

$$h = a\cos\alpha + b\cos\beta,$$

daher, wenn man unter δh die Summen der Aenderungen der Regulatorhöhe für $+\Delta\alpha$ und $-\Delta\alpha$, d. h. den totalen Hülsenweg versteht,

$$\frac{\delta h}{\Delta\alpha} = 2\left(-a\sin\alpha - b\sin\beta.\frac{d\beta}{d\alpha}\right) = -2a\sin\alpha - 2a\sin\beta.\frac{\cos\alpha}{\cos\beta},$$

$$\delta h = -\Delta\alpha.2kl\cos\alpha[tg\alpha+tg\beta],$$

und nach Einsetzung der vorhergehenden Werthe von $\Delta\alpha$ der numerische Werth von

$$\delta h = i.\frac{kl\cos\alpha(tg\alpha+tg\beta)}{\left[\frac{km+1}{\cos^2\alpha}+\frac{kk_1m\cos\alpha}{\cos^3\beta}\right]\left[\frac{1}{(km+1)tg\alpha+km\,tg\beta}\right]-\frac{l\cos\alpha}{r}} =$$

$$= i.\frac{kl(tg\alpha+tg\beta)}{\left[\frac{km+1}{\cos^3\alpha}+\frac{kk_1m}{\cos^3\beta}\right]\left[\frac{1}{(km+1)tg\alpha+km\,tg\beta}\right]-\frac{l}{\varrho+l\sin\alpha}} \quad . \quad . \quad . \quad (9)$$

Der Ausdruck vereinfacht sich bedeutend, wenn man $\alpha=\beta$ wählt, und wird dann

$$\delta h = i.\frac{2kl.tg\alpha}{\frac{1}{\cos^2\alpha}[(km+1)+km+(k_1-1)km]\frac{cotg\alpha}{2km+1}-\frac{l}{\varrho+l\sin\alpha}} = i.\frac{2kl\sin\alpha}{\frac{1}{\cos^2\alpha}\left[1+\frac{(k_1-1)km}{2km+1}\right]\frac{\cos\alpha}{\sin\alpha}-\frac{l\cos\alpha}{\varrho+l\sin\alpha}} =$$

$$= i.\frac{2kl\cos\alpha.\sin^2\alpha}{\frac{\varrho+l\sin^3\alpha}{\varrho+l\sin\alpha}+\frac{(k_1-1)km}{2km+1}}, \quad . \quad . \quad . \quad (10)$$

welcher Ausdruck sich sehr einfach berechnet, wenn man die Grössen $l\cos\alpha.\sin^2\alpha = A$, $\varrho + l\sin^3\alpha = B$, $\varrho + l\sin\alpha = r$ graphisch ausmittelt, wie in Fig. 1 angedeutet.

Sind endlich die Längen a und b gleich oder $k_1 = 1$, so wird

$$\delta h = i.2kl\cos\alpha.\sin^2\alpha\left(\frac{\varrho+l\sin\alpha}{\varrho+l\sin^3\alpha}\right) \quad . \quad . \quad (11)$$

Die Nenner der Ausdrücke (9), (10), (11) dürfen in keiner Gleichgewichtslage des Regulators zu Null werden.

Für den Hülsenwiderstand δQ gilt bei maximaler Energie die Beziehung

$$\delta m = \frac{\delta Q}{2\,G} = \frac{i}{2} \cdot \frac{F}{F_2},$$

wobei

$$F_2 = \frac{d\,F}{d\,m} = \frac{1}{r}\,(k\,tg\,\alpha + k\,tg\,\beta),$$

daher

$$\delta m = \frac{i}{2} \cdot \frac{(k\,m+1)\,tg\,\alpha + k\,m\,tg\,\beta}{k\,(tg\,\alpha + tg\,\beta)} \quad . \quad . \quad . \quad (12)$$

Für $\alpha = \beta$ folgt daraus

$$\delta m = \frac{i}{2}\left(m + \frac{1}{2}\,k\right) \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (13)$$

Die Summe der am Regulator wirkenden Gewichte $Q_0 = Q + 2\,G$ ist dann gleich

$$Q_0 = 2\,G\,(m+1) = \frac{\delta Q}{\delta m}\,(m+1) = \frac{2\,\delta Q}{i}\left(\frac{m+1}{m+\frac{1}{2}\,k}\right).$$

Nimmt man $k = 1$ und der Reihe nach $m = 0,\ 1 \ldots \infty$, so wird für

$$m = 0, \quad (Q_0)_0 = \frac{2\,\delta Q}{i} \cdot 2,$$

$$m = 1, \quad (Q_0)_1 = \frac{2\,\delta Q}{i} \cdot \frac{4}{3},$$

$$m = 2, \quad (Q_0)_2 = \frac{2\,\delta Q}{i} \cdot \frac{6}{5},$$

$$m = 3, \quad (Q_0)_3 = \frac{2\,\delta Q}{i} \cdot \frac{8}{7},$$

. . . .

$$m = \infty, \quad (Q_0)_\infty = \frac{2\,\delta Q}{i} \cdot 1,$$

woraus der Vortheil eines Gewichtsverhältnisses $m > 0$ erhellt, und bringen schon mässig grosse Werthe desselben, wie 2 oder 3, das Totalgewicht Q_0 dem geringst möglichen Gewichte $\frac{2\,\delta Q}{i}$ ziemlich nahe.

Ein kleines δQ bedingt einen relativ grossen Hülsenweg δh, der durch eine möglichst weitgehende Verkleinerung der Nenner in (9), (10), (11) erreicht wird. Das gewöhnlich angewandte Mittel dazu besteht in der Wahl eines negativen ϱ, d. h. gekreuzter Arme. Sind die Arme oben und unten gekreuzt, $a = b$, so muss zufolge (11) auch in der niedrigsten Lage der Hülse die bekannte Bedingung

$$-\varrho + l\,sin^3\,\alpha'' > 0$$

erfüllt sein. Da der Stellungswinkel α'' für die untere extreme Lage nicht a priori bekannt ist, so muss nach angenommenem ϱ und berechnetem $\frac{\delta h}{2}$ der entsprechende Winkel α'' ermittelt und der Regulator auf jene Bedingung controlirt werden.

Dagegen darf bei oben gekreuzten und unten offenen Armen, wenn $\alpha = \beta$, $a > b$, $k_1 > 1$ ist, wohl auch

$$-\varrho + l\,sin^2\,\alpha'' < 0$$

sein, wenn nur der Nenner in (10) hinreichend weit von Null entfernt ist. Im allgemeinen Falle lässt sich keine so einfache Bedingung wie bei (11) aufstellen, doch ist dieselbe unschwer aus (9) zu erkennen und zu berechnen.

Einen nicht zu unterschätzenden, wiewohl bei praktischen Ausführungen in der Regel nicht berücksichtigten Einfluss auf die Unempfindlichkeit und die Leistungsfähigkeit des Regulators hat die Reibung in den Charnieren, die sich wie eine Vergrösserung des Hülsenwiderstandes δQ geltend macht. Für einen gewöhnlichen Regulator, wo $\alpha = \beta$, $a = b$ ist, berechnet sich die Reibungsarbeit bei einer Winkeländerung $\delta\alpha$ folgendermaassen (Fig. 2): Nennt man d den Zapfendurchmesser der Gelenke, f den Reibungscoëfficienten, R und S die Zapfendrücke in dem oberen und in den beiden unteren Charnieren, so ist $\frac{Q}{2}$ die verticale Componente von S und $\frac{Q}{2} + G$ die von R. Dann ist

$$S = \frac{Q}{2\,cos\,\alpha} \text{ und } R \text{ näherungsweise } = \frac{Q + 2\,G}{2\,cos\,\alpha},$$

da die Richtung von R im Allgemeinen nicht bedeutend von $B\,D$ abweichen, und, wenn C mit D zusammenfällt, die genaue Richtung $B\,D$ haben wird. Die relative Drehung in den Gelenken geschieht in B um den Winkel $\delta\alpha$, in C um $2\,\delta\alpha$ und in E um $\delta\alpha$, daher ist die gesammte Reibungsarbeit

$$2\,S f \cdot \frac{d}{2}\,(\delta\alpha + 2\,\delta\alpha) + 2\,R f \cdot \frac{d}{2} \cdot \delta\alpha = \frac{(4\,Q + 2\,G) f \cdot d\,\delta\alpha}{2\,cos\,\alpha}.$$

Denkt man sich diese Widerstandsarbeit durch die Arbeit eines idealen Widerstandes $\delta' Q$ ersetzt, der an der Hülse thätig ist, welche sich entsprechend dem Drehwinkel $\delta\alpha$ um $\delta h = -2\,a\,sin\,\alpha\,\delta\alpha$ verschiebt, so ist

$$\delta' Q \cdot 2\,a\,sin\,\alpha\,\delta\alpha = \frac{2\,G\,(4\,m+1) f d \cdot \delta\alpha}{2\,cos\,\alpha}$$

zu setzen, woraus sich dann die dem Zapfenreibungswiderstande entsprechende Aenderung von m, die mit $\delta' m$ bezeichnet werden möge, mit

$$\delta' m = \frac{\delta' Q}{2\,G} = \frac{d f (4\,m+1)}{2\,a\,sin\,2\,\alpha} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (14)$$

berechnet. Nimmt man an: $a = l = 400^{mm}$, $d = 12^{mm}$, $f = 1/_{10}$, $m = 3$, $\alpha = 35^0$, $sin\,2\,\alpha = 0{,}94$, so folgt

$$\delta' m = \text{nahezu } 0{,}02,$$

daher bei einem Kugelgewichte

$$2\,G = 16^{\text{kg}}, \quad \delta' Q = 0{,}32^{\text{kg}},$$

was gegenüber dem nominellen Hülsenwiderstande $\delta Q = 1{,}4^{\text{kg}}$, wie er in einem später folgenden Beispiele auf Grund derselben Daten berechnet ist, immerhin einige Bedeutung hat.

Der Proell'sche Regulator wird aus dem gewöhnlichen Regulator mit oben gekreuzten und unten offenen Armen abgeleitet, wenn die oberen Aufhängepunkte durch andere ersetzt werden, so dass die Mittelpunkte der Kugelgewichte sehr nahezu dieselbe Kreisbogenbahn wie bei der ursprünglichen Configuration zu beschreiben genöthigt sind. Als Grundlage kann wieder die allgemeine Formel (9) oder die einfachere (10) (für $\alpha = \beta$) dienen, wobei unter Wahrung der Bedingung der Stabilität das negative ϱ so gross zu wählen ist, dass das erste Glied im Nenner negativ wird. Hierbei ist aus praktischen Rücksichten α erheblich kleiner zu wählen, als es bei den gewöhnlichen Regulatoren mit gekreuzten Armen zu geschehen pflegt (Fig. 3). Ist nun der Regulator so ausgemittelt, so besteht die Proell'sche Aufhängung im Wesentlichen bekanntlich darin, dass man BC verlängert, FE senkrecht auf AF zieht und im Durchschnittspunkte H der beiden Geraden den Momentanpol des mit dem Kugelgewichte festen Armes EC aufsucht. Bestimmt man weiter den Punkt J auf BH so, dass

$$\frac{1}{JH} = \frac{1}{CH} - \frac{1}{BH}$$

wird, und legt durch J, E, H einen Kreis (Wendekreis), so wird der obere Aufhängepunkt G in der Peripherie dieses Kreises gewählt. Zieht man GH, so ist der mit CE fest verbundene Gelenkpunkt D in der Mitte der Sehne GH anzunehmen.

Eine ältere Idee, um einen Regulator astatisch zu machen, ist die von Grossmann vorgeschlagene Anwendung eines variablen Hülsengewichtes.

Eine rationelle Verwerthung dieser Idee für eine allgemeinere Anordnung des Regulators ist, wie es scheint, bisher nicht angestrebt worden.

Es sei (Fig. 8) die Hülse eines Regulators mit offenen Armen und gleichen Armwinkeln ($\alpha = \beta$) mit einem um den festen Punkt H drehbaren Gewichte q durch den Hebel HG und die Zugstange GF_1 so in Verbindung gesetzt, dass in der Normallage des Regulators das Gewicht q keinen Zug oder Druck auf die Hülse ausübt, der Hebelsarm HJ also vertical steht. Bei einer Erhebung des Regulators, entsprechend der Winkeländerung $\delta\alpha$, dreht sich HJ um den kleinen Winkel φ und das Drehmoment von q in Bezug auf H bewirkt eine Verminderung des Hülsenwiderstandes δQ und so auch beim Sinken des Regulators aus der Normallage. Hier ist somit die Grösse $m = \frac{Q}{2\,G}$ als variabel und abhängig von dem Stellwinkel α anzusehen.

Der allgemeine Ausdruck in (7) vereinfacht sich in diesem Falle zu

$$F = \frac{\omega^2}{g} = \frac{1}{r}\,.\,(2\,k\,m + 1)\,tg\,\alpha \quad \ldots \quad (15)$$

$$[m = f(\alpha)].$$

Die abgeleiteten Functionen $F_1 = \frac{d\,F}{d\,\alpha}$ und $F_2 = \frac{d\,F}{d\,m}$ sind dann:

$$F_1 = -\left(\frac{d\,r}{d\,\alpha}\right).\frac{(2\,k\,m + 1)\,tg\,\alpha}{r^2} + \frac{(2\,k\,m + 1)}{r\cos^2\alpha} + \frac{2\,k\,tg\,\alpha}{r}.\left(\frac{dm}{d\,\alpha}\right),$$

$$F_2 = \frac{2\,k\,tg\,\alpha}{r},$$

wie bei dem gewöhnlichen Regulator. Damit ergiebt sich der totale Hülsenweg:

$$\delta\,h = 2\,(2\,a\sin\alpha\,\Delta\,\alpha) = 4\,k\,l\sin\alpha\,.\,\Delta\,\alpha = 4\,k\,l\sin\alpha\,.\,\frac{i}{2}\,.\,\frac{F}{F_1} =$$

$$= \frac{2\,i\,k\,l\sin\alpha\,(2\,k\,m + 1)\,tg\,\alpha}{-\left(\frac{d\,r}{d\,\alpha}\right).\frac{(2\,k\,m + 1)\,tg\,\alpha}{r} + \frac{(2\,k\,m + 1)}{\cos^2\alpha} + k\,tg\,\alpha\left(\frac{\delta\,m}{\delta\,\alpha}\right)}$$

und wegen

$$r = \varrho + l\sin\alpha, \quad \left(\frac{d\,r}{d\,\alpha}\right) = l\cos\alpha$$

$$\delta\,h = i\,.\,\frac{2\,k\,l\sin^2\alpha\cos\alpha}{\frac{\varrho + l\sin^3\alpha}{\varrho + l\sin\alpha} + \frac{2\,k\sin\alpha\cos\alpha}{(2\,k\,m + 1)}\,.\left(\frac{d\,m}{d\,\alpha}\right)} \quad (16)$$

ferner

$$\delta\,m = \frac{i}{2}\,.\,\frac{F}{F_2} = \frac{i}{2}\left(m + \frac{1}{2\,k}\right).$$

Den Differentialquotienten $\left(\frac{d\,m}{d\,\alpha}\right)$ kann man näherungsweise auch durch den Quotienten der einander zugehörigen Differenzen $\delta' m = \frac{\delta' Q}{2\,G}$ und $\delta\,\alpha$ ersetzen, wo $\delta' Q$ die von q herrührende Aenderung des Hülsenwiderstandes bedeutet. Nennt man $\delta' h$ die der Winkeländerung $\delta\,\alpha$ entsprechende Hülsenverschiebung, so ist

$$\delta' h = 2\,a\sin\alpha\,\delta\,\alpha = d\sin\varphi$$

und

$$\delta' Q\,.\,d\cos\varphi = q\,.\,c\sin\varphi,$$

daher

$$\left(\frac{dm}{d\alpha}\right) = \frac{\delta' m}{\delta \alpha} = -\frac{\delta' Q}{2\,G\,.\,\delta\alpha} = -\frac{q}{2\,G}\cdot\frac{c\sin\varphi}{d\cos\varphi}\cdot\frac{2\,a\sin\alpha}{d\sin\varphi},$$

oder, da man $\cos\varphi = 1$ setzen darf,

$$\left(\frac{dm}{d\alpha}\right) = -\frac{q}{2\,G}\cdot\frac{c}{d^2}\,.\,2\,k\,l\sin\alpha,$$

und übergeht damit der Ausdruck in (16) in

$$\delta h = i\,.\,\frac{2\,k\,l\sin^2\alpha\cos\alpha}{\frac{\varrho + l\sin^3\alpha}{\varrho + l\sin\alpha} - \frac{q}{2\,G}\cdot\frac{2\,k^2\,c\,l\sin^2\alpha\cos\alpha}{d^2(2\,k\,m+1)}} \quad . \quad (17)$$

Soll ein solcher Regulator **aequivalent** sein einem anderen mit gekreuzten Armen, dessen Hülsenweg sich aus derselben Formel bei Weglassung des zweiten Gliedes im Nenner berechnet, und sind die Stellwinkel α in beiden Fällen gleich, so ergiebt sich zwischen beiden die Beziehung

$$\frac{1}{k\,l}\left[\frac{\varrho + l\sin^3\alpha}{\varrho + l\sin\alpha} - \frac{q}{2\,G}\cdot\frac{4\,k^2\,c\,l\sin^2\alpha\cos\alpha}{d^2(2\,k\,m+1)}\right] = \frac{1}{k_1 l_1}\left[\frac{\varrho_1 + l_1\sin^3\alpha}{\varrho_1 + l_1\sin\alpha}\right].$$

Nimmt man der Einfachheit wegen weiter an:

$$k = k_1, \quad r = \varrho + l\sin\alpha = r_1 = \varrho_1 + l_1\sin\alpha,$$

so folgt

$$\frac{\varrho}{l} - \frac{\varrho_1}{l_1} = \frac{q}{2\,G}\cdot\frac{4\,k^2\,c(\varrho + l\sin\alpha)\sin^2\alpha\cos\alpha}{d^2(2\,k\,m+1)} \quad . \quad (18)$$

Aus dieser Formel ist zu ersehen, dass stets ein Gewicht q ermittelt werden kann, welches einen Regulator mit offenen Armen (mit positivem ϱ) bezüglich der Energie und des totalen Hülsenweges völlig aequivalent macht mit einem beliebigen Regulator mit gekreuzten Armen. Wird die Länge c des Gewichtsarmes variabel gemacht durch Verschiebung von q, so kann man nach Bedarf verschiedene Unempfindlichkeitsgrade des Regulators — wenn der totale Hülsenweg derselbe bleiben soll — erreichen.

Endlich möge noch zur Vergleichung der sogenannte **Cosinusregulator** gewählt werden (Fig. 5). Das Gewicht G, dessen Fliehkraft hier zur Wirkung gelangt und dessen Schwerpunkt in C sei, ist mit einem rechtwinkligen Winkelhebel (fest) verbunden, dessen ein Punkt B parallel zur Drehachse in der Entfernung ϱ geführt ist, während der Endpunkt A sich nur in senkrechter Richtung zu dieser Achse etwas verschieben kann. In B ist der Hebel mit dem halben Hülsengewicht $\frac{Q}{2}$ belastet. Die Form des Gewichtes G ist so gewählt, dass das Moment seiner Centrifugalkraft in Bezug auf B proportional ist dem Cosinus des Ausschlagswinkels α von $CB = l$ aus der verticalen Richtung BD, oder gleich $\frac{G}{g}\,\omega^2\varrho\,.\,l\cos\alpha$. In der Wirklichkeit ist G durch zwei entsprechende Gewichte G_1 und G_2 ersetzt. Aus der Figur ergiebt sich die Bedingung für die Gleichheit der Drehmomente um B, nämlich

$$\frac{G}{g}\,.\,\omega^2\varrho\,.\,l\cos\alpha = G\,l\,.\sin\alpha + \left(\frac{Q}{2} + G\right)\lambda\cos\alpha,$$

$$F = \frac{\omega^2}{g} = \frac{1}{\varrho}\left[tg\,\alpha + (m+1)\frac{\lambda}{l}\right] \quad . \quad . \quad (19)$$

Daraus folgt

$$F_1 = \frac{dF}{d\alpha} = \frac{1}{\varrho\cos^2\alpha}, \quad F_2 = \frac{dF}{dm} = \frac{\lambda}{\varrho\,l},$$

$$\varDelta\alpha = \frac{i}{2}\left[\sin\alpha\cos\alpha + (m+1)\frac{\lambda}{l}\cos^2\alpha\right],$$

$$\delta m = \frac{i}{2}\left[\frac{l}{\lambda}\,tg\,\alpha + (m+1)\right].$$

In der Regel ist in der Normallage $\alpha = 0$ und wird dann sehr einfach

$$\delta h = \lambda\,.\,2\,\varDelta\alpha = i(m+1)\frac{\lambda^2}{l},$$

$$\delta m = \frac{i}{2}(m+1) \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (20)$$

Eine Beschränkung des Ausschlages $\varDelta\alpha$ in Hinsicht der Stabilität des Regulators ist hier nicht nothwendig, da bei richtiger Bestimmung der Massenvertheilung von G der Ausdruck F_1 nie negativ werden kann.

Mit Hülfe der im Vorhergehenden gewonnenen Formeln ist man im Stande, Regulatoren von jedem der behandelten Systeme so auszumitteln, dass sie innerhalb der durch den Ungleichförmigkeitsgrad gegebenen Grenzen eine bestimmte Arbeitsgrösse zu leisten im Stande sind und ihre relativen Gleichgewichtslagen stets die Eigenschaft der Stabilität besitzen. In der gedachten Beziehung wären somit die unterschiedlichen Systeme wesentlich gleichwerthig. Nimmt man jedoch zugleich Rücksicht auf die hierzu erforderlichen Dimensionen der Regulatortheile und die Grösse der Gewichte, so werden sich bei der Vergleichung Unterschiede ergeben, die einen praktischen Vorzug eines Systemes gegenüber einer anderen Anordnung ausmachen. Da eine Vergleichung mit allgemeiner Bezeichnung der in Rechnung zu ziehenden Grössen nicht genug übersichtlich ausfallen dürfte, so möge sie für einen speciellen Fall bei Annahme gewisser, für alle verglichenen Anordnungen gleichen numerischen Daten durchgeführt werden.

Es werde die Bedingung gestellt, dass die Hülsengewichte Q und die Kugelgewichte G, sowie die Verhältnisszahl $m = \frac{Q}{2G}$, der Ungleichförmigkeitsgrad i und die Widerstandsarbeit an der Hülse $L = \delta h . \delta Q$ (mit Vernachlässigung der Gelenkreibung) gleich seien, und zwar:

$$m = 3, \quad i = \frac{1}{20}, \quad L = 80^{\text{kgmm}}.$$

Der Unempfindlichkeitsgrad wäre somit $\frac{i}{2} = \frac{1}{40}$, und höchstens diese Grösse dürfte der Ungleichförmigkeitsgrad des Schwungrades, z. B. $\frac{1}{40} - \frac{1}{50}$, erreichen. Um die Stabilität und einen in allen Lagen mehr gleichförmigen Unempfindlichkeitsgrad zu sichern, sollen die Regulatoren selbst in den extremen Lagen, die der astatischen Gleichgewichtslage näher liegen, von letzterer noch genügend weit entfernt sein, dieselbe etwa erst bei doppelt so grossem als für $i = \frac{1}{20}$ giltigem Ausschlage erreichen. Weiter werde angenommen

1) bei dem Regulator mit gekreuzten Armen in der Normallage:

$$\alpha_1 = 35^0, \quad l_1 = 400^{\text{mm}}, \quad \varrho_1 = -\frac{1}{10} l_1 = 40^{\text{mm}}, \quad k = 1;$$

2) bei Proell'scher Aufhängung:

$$\alpha_2 = 25^0, \quad \beta_2 = \alpha_2, \quad \varrho_2 = - 0{,}13\, l_2, \quad k = 1,$$

$$k_1 = \frac{l_2}{b_2} = 2;$$

3) bei variablem Gegengewichte:

$$\alpha_3 = 35^0, \quad \varrho_3 = \frac{1}{10} l_3, \quad r_3 = r_1,$$

d. h.

$$\varrho_3 + l_3 \sin 35^0 = \varrho_1 + l_1 \sin 35^0,$$

daher

$$l_3 \left(\frac{1}{10} + \sin 35^0\right) = l_1 \left(-\frac{1}{10} + \sin 35^0\right),$$

$$l_3 = l_1 . \frac{10 \sin 35^0 - 1}{10 \sin 35^0 + 1} = l_1 . \frac{6{,}74}{4{,}74} = 0{,}7\, l_1 = 280^{\text{mm}},$$

$$\varrho_3 = 28^{\text{mm}};$$

4) beim Cosinusregulator:

$$\alpha_4 = 0, \quad l_4 = \frac{3}{4}\lambda, \quad \varrho_4 = \frac{6}{10}\lambda.$$

Bei vorausgesetzter maximaler Leistungsfähigkeit findet man aus (11) und (13):

ad 1) $\delta h_1 = 0{,}144\, l_1 = 58^{\text{mm}}, \quad \delta m_1 = \frac{1}{40} . 3{,}5 = \frac{7}{80},$

somit

$$L = \delta h_1 . \delta m_1 . 2\, G_1 = 80^{\text{kgmm}} = 2\, G_1 . 0{,}0126\, l_1,$$

$$G_1 = \frac{80}{2 . 0{,}0126 . 400} = 8^{\text{kg}}, \quad \delta Q_1 = 2\, G_1 . \delta m_1 = 1{,}4^{\text{kg}},$$

$$Q_1 = 2 . 8 . m = 48^{\text{kg}}.$$

ad 2) $\delta h_2 = 0{,}067\, l_2 = 58^{\text{mm}}, \quad \delta m_2 = \frac{7}{80}; \quad G_2 = G_1 = 8^{\text{kg}}.$

$$80 = 0{,}067\, l_2 . \frac{7}{80} . 2 . 8, \quad l_2 = 860^{\text{mm}},$$

$$\varrho_2 = -0{,}13\, l_2 = -112^{\text{mm}}, \quad b_2 = \frac{l_2}{k_1} = 430^{\text{mm}}.$$

ad 3) Aus Formel (18) folgt mit Rücksicht auf den Fall ad 1)

$$\frac{1}{10} + \frac{1}{10} = \frac{q}{2\, G_3} . \frac{4\, c . (\varrho_3 + l_3 \sin\alpha) \sin^2\alpha \cos\alpha}{d^2 . (2\, m + 1)},$$

daraus

$$\frac{q}{2\, G_3} = 1{,}923 . \frac{d^2}{c\, l_3};$$

wird nun

$$\frac{q}{2\, G_3} = \frac{3}{10}, \quad q = 4{,}8^{\text{kg}}, \quad c = \frac{8}{10} l_3 = 224^{\text{mm}}$$

angenommen, so ergiebt sich

$$\frac{\delta}{l_3} = 0{,}354, \quad d = 100^{\text{mm}}.$$

ad 4) Vermöge (20) folgt

$$\delta h_4 = \frac{1}{20} . 4 . \frac{4}{3} \lambda = 0{,}267\, \lambda, \quad \delta m_4 = 0{,}1;$$

ferner ist, der Voraussetzung gemäss,

$$G_4 = G_1 = 8^{\text{kg}},$$

daher

$$800^{\text{kgmm}} = 2\, G_4 . 0{,}1 . 0{,}267\, \lambda, \quad \lambda = 188^{\text{mm}}$$

und dann

$$\delta h_4 = 50^{\text{mm}}, \quad l_4 = \frac{3}{4} \lambda = 141^{\text{mm}}, \quad \varrho_4 = \frac{6}{10} \lambda = 113^{\text{mm}}.$$

Auf Grund der oben berechneten Dimensionen sind die Figuren 3, 4, 6, 7 in schematischer Weise in $^1/_{10}$ der natürlichen Grösse verzeichnet. Bei dem Proell'schen und dem Cosinusregulator sind ungefähr die in den wirklichen Ausführungen gebräuchlichen Verhältnisse berücksichtigt worden. Die vergleichende Ansicht der vier dargestellten Regulatoranordnungen lässt erkennen, dass in dem behandelten speciellen Falle unter den oberwähnten gleichen Grundbedingungen der „Cosinusregulator“ (Fig. 7) die compendiöseste Form annimmt, dagegen der gewöhnliche Porter'sche Regulator mit oben und unten gekreuzten Armen (Fig. 6) die grösste constructive Höhe besitzt. Bei dem Proell'schen Regulator (Fig. 3) hat der Um-

stand, dass die Hängestangen unten nicht gekreuzt sind, eine erhebliche Verkleinerung der Energie zur Folge und ist dann eine verhältnissmässig bedeutende Länge der oberen Arme erforderlich. Die besondere Art der Aufhängung resp. Führung der Kugelgewichte reducirt zwar die constructive Höhe des Grundregulators nahezu auf die Hälfte, dagegen im Vergleiche zu dem aequivalenten Regulator Fig. 6 doch nicht in sehr erheblichem Maasse. Eine mehr gedrängte Form hat der Regulator mit variablem Gegengewichte (Fig. 4). Wollte man, streng genommen, letzteres Gewicht auch zu den eigentlichen Regulatorgewichten schlagen, so müssten die Dimensionen der Construction in dem Verhältnisse $48 + 2 . 8 + 2 . 4{,}8 : 48 + 2 . 8 = 1{,}15 : 1$ vergrössert werden, damit bei derselben Leistungsfähigkeit das Gesammtgewicht das gleiche bliebe wie bei den anderen Anordnungen. Berücksichtigt man noch die diesem Systeme eigenthümliche leichte Regulirbarkeit der Energie oder der Empfindlichkeit des Regulators durch Verschiebung des Nebengewichtes q auf dem Hebelsarme, so dürfte diese Anordnung in praktischer Hinsicht den Vorzug vor den übrigen und unter Umständen auch vor dem „Cosinusregulator“ verdienen, da bei letzterem die hinreichend genaue Einhaltung der Bedingung bezüglich des Momentes der Centrifugalkraft immerhin ziemlich umständliche Ermittlungen nothwendig macht. Die vorstehende Untersuchung zeigt übrigens, dass in manchen Fällen auch der gewöhnliche Regulator mit gekreuzten Armen neben anderen wirksamen Anordnungen sich behaupten kann. Wenn hier auch nur ein specieller Fall der vergleichenden Betrachtung unterzogen wurde, so lässt sich doch mit Wahrscheinlichkeit annehmen, dass in anderen Fällen ein ähnliches Verhältniss zwischen den verschiedenen Systemen sich herausstellen würde. Ist in einem gewissen Falle weniger an der Grösse des Gewichtes als an den Längen- oder Höhendimensionen des Regulators gelegen, so können letztere gleichmässig in einem gewissen Verhältnisse verkleinert und die Gewichte in dem umgekehrten Verhältnisse vergrössert werden, damit die Energie dieselbe bleibe.

Als Maass der Leistungsfähigkeit oder Wirksamkeit eines Regulators genügt es, dessen Energie oder eigentlich dessen Coëfficienten der Energie allein in Betracht zu nehmen. Seine Empfindlichkeit oder seine Unempfindlichkeit ist kein solches Maass, denn ein und derselbe Regulator kann empfindlich oder auch unempfindlich sein, je nachdem sein Hülsenwiderstand bemessen ist. Dieser Widerstand wird in der Praxis in der Regel willkürlich angenommen oder geschätzt; die richtige Weise ist — wenn schon überhaupt eine rationelle Regulatorberechnung unternommen werden will —, den Widerstand an jener Stelle abzuschätzen, wo der Weg seines Angriffspunktes a priori bekannt ist, z. B. am Stellzeuge des Kraftvertheilers; der Hülsenwiderstand und der Hülsenweg ergeben sich dann als Resultate der Rechnung, wenn die maximale Leistungsfähigkeit im Verhältnisse zum aufgewendeten Gewichte erreicht werden soll.

Ist ein bestehender Regulator auf seine Wirksamkeit zu prüfen, so wäre dem Vorhergehenden gemäss sein Energiecoëfficient zu ermitteln und kann dies auch unmittelbar durch einen Versuch geschehen. Zunächst wird ihm eine Drehungsgeschwindigkeit ω mitgetheilt, die ihn die Normallage einnehmen lässt. Dann wird ihm bei unbelasteter Hülse, d. h. ohne angehängten Widerstand, eine um Etwas erhöhte constante Rotationsgeschwindigkeit ω_1 ertheilt, die etwa von einem besonderen, für diesen Zweck eingerichteten Tachometer angezeigt wird; die beobachtete Verschiebung der Hülse sei δh_1. In weiterer Folge wird an die Hülse ein so grosser Widerstand (ein Gewicht) δQ_1 gehängt, dass der Regulator bei derselben Geschwindigkeit ω_1 sich nunmehr nur um $\frac{\delta h_1}{2}$ erhebt. Die vom Regulator bei der Erhebung verrichtete Arbeit ist

$$\frac{\delta h_1}{2} . \delta Q_1 = \frac{L_1}{2};$$

setzt man

$$\frac{\omega_1 - \omega}{\omega} = \frac{i_1}{2},$$

so ist der Energiecoëfficient

$$E_1 = \frac{L_1}{i_1^{\,2}} = \frac{\delta h_1 . \delta Q_1}{4\left(\frac{\omega_1}{\omega} - 1\right)^2} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (21)$$

Einen zweiten Werth E_2 dieses Coëfficienten erhält man durch Beobachtung des Regulators bei einer Geschwindigkeit $\omega_2 < \omega$; das arithmetische Mittel von E_1 und E_2 ist dann als der eigentliche Energiecoëfficient E (schon vermindert durch die Wirkung der Gelenkreibung) anzusehen. Endlich ist noch festzustellen, ob der Regulator bei einem gewissen Ungleichförmigkeitsgrade der astatischen Gleichgewichtslage nicht zu nahe kommt. Die beschriebene experimentelle Methode zur Bestimmung der Leistungsfähigkeit eines Regulators ist von der Art seiner Anordnung unabhängig. Die Einführung des Energiecoëfficienten E hat hierbei den Vortheil, dass zur Beurtheilung der Wirksamkeit eines Regulators die Kenntniss dieser einen Grösse allein genügt.

Die vorhergehenden Entwickelungen hatten zur Voraussetzung, dass der Regulator bei einer Geschwindigkeitsänderung in eine neue relative Gleichgewichtslage übergehe, und wurde die Art und Weise dieses Ueberganges, die Zeit, nach welcher das Gleichgewicht sich wieder einstellt, nicht untersucht. Diese Untersuchung hätte aber auf die gewonnenen Resultate keinen Einfluss gehabt, da erstlich jene Beziehungen hauptsächlich von Interesse sind, die sich auf einen gleichförmig periodischen Beharrungszustand der Maschine beziehen, und bei den angenommenen gleichen Gewichten und nahezu gleichen totalen Hülsenwegen die Folgerung gerechtfertigt ist, dass die Hülsenbewegung bei allen verglichenen Anordnungen nahezu als dieselbe sich herausstellen würde. Andererseits bestätigt die „dynamische" Theorie der Regulatoren eigentlich nur die Ergebnisse der Erfahrung, dass die in früherer Zeit und auch noch zuweilen jetzt angewandten astatischen Regulatoren unbrauchbar sind, und dass der Katarakt eine wesentlich nothwendige Zugabe eines jeden Regulators ist, damit ein ruhiger Uebergang in neue Gleichgewichtslagen erreicht werde. Diese Ergebnisse sind nur qualitativ; für die quantitative Bestimmung giebt die dynamische Theorie keinen sicheren Anhalt. Uebrigens darf man sich auch nicht verhehlen, dass, wie scharfsinnig auch die bis jetzt bekannten Theorien das schwierige Problem der Regulatorbewegung behandeln, doch noch Lücken vorhanden sind, welche die Wahrscheinlichkeit der Beweisführung erheblich verringern. Zunächst ist schon aus dem Vorentwickelten klar, dass man den Hülsenwiderstand niemals vernachlässigen kann; ferner kann man bei Schwingungen um die neue Gleichgewichtslage nie eine Continuität der Bewegung annehmen, denn bei der Umkehr der Bewegung verbleibt der Regulator eine Zeit lang in der extremen Lage, während die Rotationsgeschwindigkeit weiter sich ändert, bis die oben so benannte zweite „Ausschlagsgeschwindigkeit" eingetreten ist. Endlich darf auch die periodische Aenderung der Rotationsgeschwindigkeit während einer Umdrehung der Schwungradwelle nicht ausser Betracht gesetzt werden, da diese Aenderung im Vergleiche zu jener Aenderung, welche die Bewegung des Regulators hervorruft, keineswegs vernachlässigbar klein ist und bei schwingenden Bewegungen jedenfalls einen Einfluss üben wird, der aber möglicher- und wahrscheinlicherweise im Endresultate verschwindet.

Prag, im April 1881.

Ueber die Veränderung der Elasticitätsgrenze und des Elasticitätsmoduls verschiedener Metalle.

Von

Professor **Bauschinger** in München.

1) Dass bei Eisen und Stahl durch Belasten über die ursprüngliche Elasticitätsgrenze hinaus diese letztere erhöht wird, ist eine schon längst bekannte und neuerdings wieder von Thurston[1]) und mir[2]) nachgewiesene Thatsache. Uchatius[3]) und ich[4]) haben gezeigt, dass diese Eigenschaft auch anderen Metallen (wie Bronce, Zink) zukommt, welche Thurston in die, von ihm so genannte Zinnklasse einreiht und welchen er sie absprechen zu müssen glaubt. In seiner Entgegnung[5]) auf Herrn Uchatius' und meine Mittheilung sucht Thurston seine Behauptung durch eine sehr gewundene Erklärung und durch Definition zweier Arten von Elasticitätsgrenzen, einer „Curve der normalen Elasticitätsgrenze" und einer „natürlichen Elasticitätsgrenze", aufrecht zu erhalten, aber wenn ich ihn jetzt recht verstehe, so ist sein Irrthum auf die Ursache zurückzuführen, dass er in den Diagrammen, die er mit seiner automatischen Festigkeitsmaschine für Torsion erhält, und welche einen sehr geringen Grad von Genauigkeit geben, die in Rede stehende Eigenschaft bei den Metallen der Zinnklasse, denen sie allerdings nur in einem geringeren Grade zukommt, gar nicht erkennen konnte.

2) Ich will mich hier auf eine Kritik der vorhin genannten Thurston'schen Maschine nicht ausführlicher einlassen. Ihre Mängel und principiellen Constructionsfehler liegen klar genug am Tage. Dass die Apparate, durch welche die Gestaltsveränderungen eines Probestückes gemessen werden, nicht an den zur Einspannung der Probestücke benutzten Theilen der Maschine, sondern an den ersteren selber angebracht werden müssen aus sehr nahe liegenden Gründen, ist eine nun längst bekannte und bei den neueren Festigkeitsmaschinen und deren Messinstrumenten stets befolgte Regel; die Nichtbeachtung derselben bei der Thurston'schen Maschine hat zur Folge, dass deren Diagramme besonders am Anfange ihres Verlaufes ganz unbrauchbar sind. Darüber wird uns ein auch noch so „verständiges Studium"[1]) nicht hinweg helfen. Ausserdem kann man bei denselben nie wissen, für welche Länge des Probestückes sie die Verdrehung desselben ergeben, ja diese Länge kann sich sogar während eines Versuches und zumal dann ändern, wenn öfter auf die Belastung Null zurückgegangen wird. Endlich haben die Thurston'schen Probestücke auf die Länge, für welche ihre Verwindung aufgezeichnet wird, eine so complicirte Form, dass es wohl Niemand wird unternehmen wollen, die schon für einfache prismatische Stücke so schwierigen Untersuchungen der Theorie der Elasticität auf sie auszudehnen. Der von Kick[2]) gerügte Mangel der Thurston'schen Maschine, dass bei verschiedenen Geschwindigkeiten oder vielmehr Beschleunigungen, mit denen gearbeitet wird, das Trägheitsmoment des Belastungsgewichtes am Hebel einen verschiedenen Einfluss gewinnt, ist gegenüber den oben genannten nur geringfügig, da er durch langsameres Arbeiten leicht vermieden werden kann.

Die Annahme Thurston's, dass die mit seiner Festigkeitsmaschine für Torsion erhaltenen Resultate ohne weiteres auf andere Festigkeitsarten übertragen werden könnten, hat wohl Keiner, der jemals Versuche über die verschiedenen Festigkeitsarten der Körper angestellt hat, zugegeben, auch nicht einmal mit den sehr wesentlichen Modificationen, die er neuerdings[3]) daran anzubringen sich gezwungen sieht. Er wird überhaupt, glaube ich, nur wenige Forscher auf dem Felde der Elasticität und Festigkeit auf das Gebiet so gewagter Speculationen ge-

1) Dingler's Journal, Bd. 217, S. 161.
2) Ibid., Bd. 224, S. 1.
3) Ibid., Bd. 223, S. 242.
4) Ibid., Bd. 224, S. 2.
5) Ibid., Bd. 225, S. 233.

1) Dingler's Journal, Bd. 225, S. 240.
2) Ibid., Bd. 218, S. 185.
3) Ibid., Bd. 237, S. 10.

lockt haben, die er aus den Versuchen mit seiner Festigkeitsmaschine aufbaut.

3) In der schon oben citirten Arbeit habe ich folgenden Satz, zunächst für Bessemerstahl, nachgewiesen[1]): „Durch Strecken der Metalle über ihre ursprüngliche Elasticitätsgrenze hinaus erhöht sich ihre Elasticität nicht blos während der Zeit, in der die Belastung wirkt, sondern auch noch während einer auf die Streckung folgenden längeren Ruhe (ohne Belastung) von einem oder mehreren Tagen und kann hierbei die Elasticitätsgrenze selbst über die Belastung hinaus gehoben werden, mit welcher die Streckung hervorgebracht wurde.“ — Für die hierin ausgesprochene Eigenschaft nimmt Thurston[2]) in seiner gleichfalls bereits citirten Entgegnung die Priorität der Entdeckung und zwar für sich und für Herrn Commodore Beardslee in Anspruch. Für letzteren durch Verweisung auf eine Anmerkung in seiner ersten Abhandlung im Original[3]), für sich mit den weiter unten auf der schon citirten Seite 239 des 225. Bandes des Dingler'schen Journals stehenden Worten: „Das Spannungsdiagramm Nr. 68 auf dieser Tafel C (vergl. Bd. 217, S. 166[4]), welches 1873 von einem Probestück Siemens-Martinstahl abgenommen wurde, zeigt im Beginne der Curve die gewöhnlichen Veränderungen, auf welche sich General Uchatius und Professor Bauschinger bezogen haben, aber im Punkte B (bei 62° Verdrehungswinkel) giebt es eine deutliche Illustration der zuerst von mir bemerkten Erhöhung der normalen Elasticitätsgrenze nach vollständiger Entfernung der Last, während im Punkte C (bei 86° Verdrehungswinkel) dasselbe Phänomen unter constant erhaltener Belastung eintritt, so dass die seither von Bauschinger constatirte Thatsache vollkommen ersichtlich ist.“ Und an der von ihm citirten Stelle endlich sagt Thurston: „Nr. 68 ist ein Stück Siemens-Martinstahl, das bei A (37°) 24 Stunden lang unter Spannung gelassen wurde, bei B ebenso lang. Im letzteren Falle ward am Schlusse der 24 Stunden zunächst die Kraft völlig entfernt und bei Erneuerung der Spannung fand sich ein Gewinn, sehr nahe gleich dem bei A.“

Nirgends in diesen wörtlich wiedergegebenen Sätzen ist davon die Rede, dass zwischen der Entlastung des Probestückes und seiner Wiederbelastung eine längere Zeit der Ruhe ohne Belastung verstrichen war und dass gerade während dieser Zeit der Ruhe die Erhöhung der Elasticitätsgrenze vor sich gegangen sei. Ueberall wird nur bewiesen, dass die Dauer der Belastung selbst von Einfluss auf die Erhöhung der Elasticität sei, und dass diese auch dann noch eintrete, wenn entlastet und darauf wieder belastet werde. In der zuletzt angeführten Stelle wird sogar ausdrücklich gesagt, dass sich bei Erneuerung der Spannung ein Gewinn fand, sehr nahe gleich dem bei A, wo nicht entlastet worden war; es wird also ein Einfluss der Zeit zwischen der Ent- und Wiederbelastung geradezu verneint. Und so zeigt sich überall, wo Thurston von dieser Erscheinung der Erhöhung der Elasticitätsgrenze spricht, dass sie in seinen Versuchen stets nur durch die längere Dauer der Belastung hervorgebracht wird, wie noch besonders aus dem gesperrt gedruckten Satze auf S. 163 im 217. Bande des Dingler'schen Journals[1]) hervorgeht: Das hier entdeckte Phänomen ist eine Erhöhung der Elasticitätsgrenze durch andauernde Spannung. Thurston muss also meinen Satz missverstanden haben, trotzdem ich dem Ausdrucke: „längeren Ruhe“ noch beigefügt habe („ohne Belastung“).

4) Anders steht es dagegen mit den Ansprüchen Beardslee's auf die Priorität der in Rede stehenden Erscheinung. Zwar in der oben citirten Note berichtet Thurston auch nur über einen Versuch Beardslee's, der die Erhöhung der Elasticitätsgrenze an einem Probestück zeigt, das 17 Stunden lang unter Spannung gelassen worden war. Dieser Versuch war schon vier Monate vorher im Journal of the Franklin Institut 1874, I, S. 150 von Professor Baird mitgetheilt worden, wo es wörtlich heisst: „Lever ceased to rise at 24 300 pounds. It was then balanced by deducting 1225 pounds, and left, with a balancing strain of 23 075 Pfd. from 2 P. M., Jan. 27, 1874 till 7 A. M., Jan. 28 th., when it was found etc.“ — Aber schon im Maihefte desselben Jahrganges dieses Journals, S. 302, berichtet Beardslee selbst in einer Correspondenz an den Herausgeber über Versuche, welche zeigen, dass eine Erhöhung der Elasticitätsgrenze auch dann eintritt, wenn die gestreckten, d. h. über ihre ursprüngliche Elasticitätsgrenze hinaus belasteten Probestücke nach der sofort darauf vorgenommenen Entlastung längere Zeit liegen bleiben.

Bei diesen Versuchen benutzte Beardslee Probestücke aus Ketteneisen gedreht, welche gewöhnlich paarweise geprüft wurden, so, dass ein Stück aus der Maschine genommen wurde, wenn die Elasticitätsgrenze erreicht war, während das andere unter Spannung blieb, gewöhnlich von 3 Uhr Nachmittags bis 7 Uhr Vormittags des nächsten Tages, wo dann beide gebrochen wurden. Die Betrachtung der Tabelle I, welche Beardslee giebt,

1) Dingler's Journal, Bd. 224, S. 5.
2) Ibid., Bd. 225, S. 239.
3) Journal of the Franklin Institut 1874, II, S. 48.
4) Soll heissen 162; auf S. 166 ist nirgends vom Spannungsdiagramm 68 die Rede.

1) Vergl. auch Journal of the Franklin Institut 1874, II, S. 430.

zeigt, dass die procentualen Zunahmen der Spannungen an der Elasticitätsgrenze bei der Prüfung am zweiten gegenüber derjenigen am ersten Tage folgende waren:

Bei sechs Probestücken von $^1/_2$ Quadratzoll Querschnitt, die unter Spannung gelassen worden waren: 16; 16,7; 7,6; 15,3; 5,9; 6,7 Procent, im Mittel 11,3 Proc.

Bei vier Probestücken von $^1/_2$ Quadratzoll Querschnitt, ohne Spannung liegen gelassen: 14,6; 13,1; 9 und 3,4 Proc. oder im Mittel 10 Proc., bei Weglassung des letzteren Probestückes, das eine ausnahmsweise kleine Erhöhung gegeben hat, im Mittel 12,2 Proc.

Vier Probestücke von $^1/_4$ Quadratzoll Querschnitt, unter Spannung gelassen, geben eine Zunahme von 11,5; 13,8; 16,9 und 11,1 Proc., im Mittel 13,4 Proc.

Drei Probestücke von $^1/_4$ Quadratzoll Querschnitt, die aus der Maschine genommen worden waren, nahmen zu um 9,7; 7,4 und 7,4 Proc., im Mittel um 8,2 Proc.

Durch diese Versuche ist also bewiesen, dass durch Strecken des Eisens eine Erhöhung der Elasticitätsgrenze über die Belastung hinaus, mit welcher gestreckt wurde, hervorgebracht wird und zwar ebensowohl, wenn die Streckbelastung längere Zeit wirkt, als wenn gleich nach dem Strecken entlastet und dann das Probestück unbelastet die gleiche Zeit liegen bleibt. Dass hierbei die Zeit der wesentlichste Factor ist, folgt aus dem Zusammenhalt der obigen Versuche mit denjenigen Thurston's, wo nach dem Strecken und Entlasten sofort wieder belastet wurde und eine Erhöhung der Elasticitätsgrenze nicht constatirt werden konnte.

5) Es kann wohl kaum ein Zweifel sein, dass die hier in Rede stehenden Erscheinungen, welche sich in der Zeit der Ruhe, ohne Belastung, nach vorgenommener Streckung vollziehen, verwandt sind mit denjenigen, die unter dem Namen der „elastischen Nachwirkung" längst bekannt sind. Ebenso gehört hierher eine Beobachtung, die, ebenfalls schon vor längerer Zeit, von einem angesehenen Experimentator gemacht wurde. In seiner bekannten Abhandlung: „Versuche über die Festigkeit von Eisenbahnwagen-Achsen" in Erbkam's Zeitschrift für Bauwesen, Jahrgang 1863, theilt Wöhler auf Seite 245 bis 246 eine Beobachtung mit, die einen Einfluss der Zeit der Ruhe nach erfolgter Entlastung deutlich erkennen lässt. Ich führe die Stelle ebenfalls wieder wörtlich an:

„Für letztere" (nämlich für momentane Belastung) „wurde der Stab durch eine Kurbel niedergezogen und dann jedesmal umgelegt, so dass die nächste Biegung der vorhergehenden entgegengesetzt war. Um den Stab einmal umzulegen, wurden 15 bis 20 Minuten gebraucht.

Bei gleicher Faserspannung war die bleibende Biegung nach solch' momentaner Belastung allerdings sehr erheblich kleiner als nach dauernder Belastung, aber auffälliger Weise steigerte sie sich bei öfter wiederholter Hin- und Rückbiegung allmälig und zwar nicht unbedeutend, z. B. bei einer Faserspannung von ca. 250 Ctr. durch sechs Hin- und Rückbiegungen von 0,0035 Zoll auf 0,0125 Zoll.

Nach Unterbrechung der Versuche bis zum nächsten Tage stellten sich bei Wiederaufnahme derselben dann aber nicht die Biegungen ein, mit denen geschlossen worden war, sondern eine bedeutend geringere, welche sich erst durch Wiederholung zu der früheren Höhe steigerte.

So war nach ca. zwölfstündiger Unterbrechung des oben bemerkten Versuches bei Wiederaufnahme desselben die bleibende Biegung nur 0,006, nach viermaliger Hin- und Rückbiegung allmälig steigend wieder 0,12" (soll wohl heissen 0,012).

Wenn nun hier zwar an entscheidender Stelle dem Hauptworte „Biegung" kein Eigenschaftswort hinzugefügt ist, so kann dem Sinne nach doch nicht zweifelhaft sein, dass bleibende Biegungen gemeint sind und dass also von Wöhler die Erscheinung beobachtet wurde: Die Zeit längerer Ruhe, welche auf die Entlastung nach öfters wiederholter Hin- und Rückbiegung eines Stabes unter gleicher Faserspannung folgt, hat den Einfluss, dass die bleibende Biegung, welche eine neue, ebenso grosse Faserspannung erzeugt, erheblich geringer ist als diejenige, welche vor der Ruhepause beobachtet wurde. Insofern also, als man die bleibenden Biegungen als Zeichen der Schwächung des Materials ansieht, kann man sagen, dass während der Ruhezeit die Widerstandsfähigkeit des Materials erhöht wird. Dass auch eine Erhöhung der Elasticitätsgrenze eintritt, wie Beardslee und ich es nachgewiesen haben, kann daraus vermuthet, aber natürlich noch nicht mit Sicherheit geschlossen werden.

6) Bei weiterer Verfolgung der Erscheinung, welche in dem, am Anfange des Artikel 3 wiedergegebenen Satze ausgesprochen ist, legte ich mir folgende zwei Fragen vor: Erstens, welchen Einfluss die Länge der Ruhepause, welche auf eine, nach stattgefundener Streckung vorgenommene Entlastung folgt, auf die Grösse der in ihr sich vollziehenden Erhöhung der Elasticitätsgrenze hat? und zweitens, ob und welche Veränderungen der Elasticitätsmodul dabei erfährt?

Alle nach diesen Richtungen hin angestellten Untersuchungen wurden mit Hülfe der Werder'schen Prüfungsmaschine durchgeführt und die Längenänderungen mit meinem Spiegelapparate gemessen, den ich zuletzt ausführlich im XXV. Bande dieser Zeitschrift, S. 86 u. ff. beschrieben habe und den ich nun wohl als bekannt voraussetzen darf. An den im Gesichtsfelde der Fernrohre dieses Apparates sichtbaren Scalen können $^1/_{10}$ Doppelmillimeter ganz gut, von geübteren Beobachtern auch wohl $^1/_{20}$ Doppelmillimeter geschätzt werden; jene haben infolge der 500fachen Uebersetzung des Apparates einen Werth von $0{,}0002^{\mathrm{mm}}$ und wenn die Ablesungen in beiden Fernrohren nur addirt werden und nicht das Mittel gezogen wird, so erhält man die Verlängerungen in der Einheit von zehntausendstel Millimetern. Dass der Ap-

parat das in der That leistet, sieht man am einfachsten daran, dass bei Probestücken mit höher liegender Elasticitätsgrenze, z. B. bei solchen aus härterem Stahl, die Scalen sich genau wieder auf dieselben Zahlen einstellen, wenn wiederholt mit einer unterhalb der Elasticitätsgrenze liegenden Belastung gezogen wird. Zwar stellt sich, wegen möglicherweise stattgefundener Verstellung des ganzen Probestückes, in der Regel nicht jede der Scalen auf die gleiche Stelle ein, aber die Summe beider Ablesungen wird wieder die gleiche wie vorher.

Ein Beispiel aus Tausenden meiner Beobachtungen möge dies beweisen. Die untenstehende Tabelle A enthält die Messungen an einem Rundstabe aus Martinstahl von Härtegrad 2, dessen Durchmesser $2{,}50^{cm}$ war. Bei einer Belastung von 16 Tonnen war die Verlängerung von ursprünglich 15^{cm} gleich $0{,}2197^{mm}$; nach der Entlastung zeigte sich eine bleibende Verlängerung von

Tabelle A.

Belastung. Tonnen.	Verlängerung von 15^{cm} in $^{1}/_{1000}$ cm.	Differenz.	Verhältnissmässige Längenänderung. Milliontel.
0	0		0
		136	
1	1,36		91
0	0,01		1
		135	
1	1,36		91
		135	
2	2,71		181
		138	
3	4,09		273
		135	
4	5,44		363
0	0,02		1
4	5,45		363
		136	
5	6,81		454
		138	
6	8,19		546
		137	
7	9,56		637
		137	
8	10,93		729
0	0,09		6
8	10,93		729
		138	
9	12,31		821
		137	
10	13,68		912
		139	
11	15,07		1005
		139	
12	16,44		1096
0	0,15		10
12	16,43		1095
		139	
13	17,82		1188
		137	
14	19,19		1279
		139	
15	20,58		1372
		139	
16	21,97		1465
0	0,22		15
16	21,97		1465
		141	
17	23,38		1559
		142	
18	24,80		1653
		145	
19	26,25		1750
		152	
20	27,77		1851
0	0,49		33

$0{,}0022^{mm}$ und wieder mit 16 Tonnen belastet eine totale von $0{,}2197^{mm}$, ebenso gross wie vorher.

Um die bleibenden Verlängerungen mit genügender Sicherheit richtig zu erhalten, muss man die Messungen von dem Einflusse eines etwa vorhandenen todten Ganges im Apparate frei machen. Ich verfahre dabei so: Nach Anbringung des Apparates an dem Probestücke werden die Federn durch in die Nähe gehaltene heisse Blechstückchen, die durch ihre strahlende Wärme wirken, etwas erwärmt. Bei der darauffolgenden Abkühlung der Federn machen die Wälzchen, an denen jene anliegen, und die Spiegel eine Bewegung im Sinne derjenigen, welche bei einer Verlängerung des Probestückes stattfindet. Nachdem die Federn wieder die Temperatur der Umgebung angenommen haben, was nach etwa 15 bis 20 Minuten der Fall ist, beginnt man mit den Messungen. Dieselbe Manipulation wiederholt man jedesmal nach der Entlastung, wenn die bleibende Verlängerung gemessen werden soll. Bei den Messungen, deren Resultate im Folgenden mitgetheilt werden sollen, ist dies allemal geschehen; bei der in Tabelle A enthaltenen nicht.

7) Die Verlängerungen wurden an all' den Probestücken, an denen die nachfolgenden Untersuchungen angestellt worden sind, für eine ursprüngliche Länge von 15^{cm} gemessen. Ein zehntausendstel Millimeter ist davon der 1 500 000. Theil. Es wurden also die Verlängerungen, die totalen sowohl als die bleibenden, sicher auf ein Milliontel der ursprünglichen Länge genau gemessen, eine Genauigkeit, die früher nie erreicht worden ist, oder doch nur bei Anwendung von langen Probestücken, die dann wieder Fehlerquellen verschiedener Art im Gefolge haben. Der Gebrauch eines so feinen Messapparates musste aber nothwendig zur Klärung der Ansichten über die Elasticitätsgrenze führen, deren Definition bekanntlich von dem Augenblicke an unsicher wurde, wo sich zeigte, dass bleibende Längenänderungen auch schon durch verhältnissmässig kleine Belastungen an Stoffen hervorgebracht wurden, welche als sehr elastisch galten und noch gelten. Dieses Auftreten der bleibenden Längenänderungen schon bei kleinen Belastungen zeigt besonders deutlich der Spiegelapparat und zwar bei allen Stoffen, die ich bisher untersucht habe, bei den gebräuchlichsten Metallen, bei Holz, bei Steinen u. s. w. Nur bei sehr hartem Stahl, Werkzeugstahl, sind diese bleibenden Aenderungen anfangs so klein, dass sie auch der Spiegelapparat nicht mehr zu erkennen giebt.

Dagegen zeigen die Messungen mit diesem Apparat, dass bei den als „elastisch“ bekannten Materialien, bei Schmiedeeisen, Stahl, Holz u. s. w., der alte Hooke'sche Satz: ut tensio sic vis, oder die Proportionalität der Verlängerung mit der Belastung, durch welche sie hervorgebracht wird, stets bis zu einer gewissen Grenze der

Belastung gilt. Wird diese Grenze, die ich kurz die „Grenze der Proportionalität" nennen will, überschritten, so wachsen die Verlängerungen immer rascher und rascher, d. h. für gleiche Intervalle, in welchen man mit der Belastung fortschreitet, werden die Vergrösserungen der Verlängerung immer grösser und grösser, während sie bis dahin constant waren, oder doch um einen mittleren constanten Werth unter geringen Abweichungen schwankten.

Bei manchen Stoffen, namentlich bei Schweiss- und Flusseisen, sowie bei den weicheren Stahlsorten, tritt bei allmäliger Vergrösserung der Belastung über jene Proportionalitätsgrenze hinaus noch ein zweiter merkwürdiger Punkt auf, wo nämlich die Verlängerungen, welche durch das fortwährend gleich gross gehaltene Belastungsintervall hervorgebracht werden, auf einmal sehr rasch wachsen, so rasch, dass die Scalenbilder in den Gesichtsfeldern der Fernrohre schnell durch dieselben hindurch laufen und ein Ablesen nicht mehr möglich ist. Ich nenne den dabei stattfindenden Vorgang „Strecken" (den analogen beim Druck „Quetschen") und den Punkt, wo es beginnt, kurz die Streckgrenze. Unter einer Belastung, die über diese Grenze hinaus liegt, kommen die Scalen im Gesichtsfelde der Fernrohre erst nach langer Zeit, frühestens erst nach mehreren Stunden zur Ruhe, d. h. die elastische Nachwirkung, unter welcher die Verlängerung bei gleichbleibender Belastung immer grösser und grösser wird, dauert mindestens mehrere Stunden, ja unter Umständen, bei höheren Belastungen, mehrere Tage. Die nach der Entlastung bleibenden Verlängerungen sind dabei stets sehr gross und verkleinern sich, wieder unter dem Einflusse der elastischen Nachwirkung, noch lange Zeit, oft während mehrerer Tage.

Wenn man für einen Versuch die sogenannte Spannungscurve zeichnen würde, indem man die Belastungen als Abscissen und die dadurch hervorgebrachten Verlängerungen als Ordinaten auftrüge, deren Endpunkte man verbindet, so würde diese Curve innerhalb der Proportionalitätsgrenze eine Gerade oder doch nahezu Gerade und ginge alsdann allmälig in eine Curve von geringer Krümmung über, die von jener Geraden an der Proportionalitätsgrenze berührt wird. An der Streckgrenze aber würde die Spannungscurve ein mehr oder weniger scharf ausgebildetes Knie zeigen.

Nach Ueberschreiten der Proportionalitätsgrenze zeigen sich unter Umständen, insbesondere bei Probestücken, die frisch vom Bearbeiten kommen und noch keine Streckung durch grössere Belastungen oder durch Auswalzen u. s. w. erfahren haben, folgende, gleichzeitig auftretende, charakteristische Erscheinungen: 1) Während die bleibenden Verlängerungen innerhalb der Proportionalitätsgrenze nur klein sind und nur ganz allmälig mit der Belastung wachsen, werden sie nach Ueberschreitung jener Grenze mit einem Male bedeutend grösser. 2) Während bei wiederholtem Hin- und Hergehen zwischen der Belastung Null und einer innerhalb der Proportionalitätsgrenze gelegenen immer wieder dieselben bleibenden und totalen Verlängerungen erhalten werden, steigen beide bei einer Belastung über der Proportionalitätsgrenze bei jedem neuen Wechsel zwischen dieser und Null. 3) Während endlich innerhalb der Proportionalitätsgrenze die Zeit auch bei längerem Warten nach Auflegen einer neuen Belastung keinen Einfluss zeigt, während also die Scalen des doch so feinen Spiegelapparates an der Stelle, die sie nach Erreichen der neuen Belastung einnehmen, constant stehen bleiben, so lange die Belastung constant erhalten wird, sieht man sie bei einer über der Proportionalitätsgrenze liegenden Belastung allmälig weiter und weiter rücken und erst nach längerer Zeit zur Ruhe kommen: es zeigt sich also eine elastische Nachwirkung.

Wenn diese letztbeschriebenen Erscheinungen präcis auftreten, dann wird man mit vollem Rechte die Elasticitätsgrenze mit der Proportionalitätsgrenze zusammenfallen lassen können. Aber manchmal bleiben einige dieser Erscheinungen auch aus, besonders bei gewalzten oder bei solchen Probestücken, die vorher schon einmal durch Belasten gestreckt worden sind, und wie wir sie im Verlaufe der folgenden Untersuchungen vielfach gebrauchten. Es bleiben dann auch nach Ueberschreiten der Proportionalitätsgrenze die bleibenden Verlängerungen noch klein, dieselben sind anfangs für kleine Belastungen sogar manchmal negativ; und bei wiederholtem Belasten ergeben sich keine grösseren, ja manchmal sogar kleinere totale Verlängerungen, auch noch nach Ueberschreiten der Proportionalitätsgrenze. Diese Erscheinungen, das Auftreten von negativen bleibenden Verlängerungen, d. h. Verkürzungen, und das häufig damit verbundene Kleinerwerden der totalen Verlängerungen bei wiederholtem Belasten kommen besonders bei Stäben vor, die bald nach dem Strecken wieder belastet wurden und deuten offenbar auf eine fortdauernde oder sogar vielleicht durch das neue Belasten wieder verstärkte elastische Nachwirkung hin. — Die Zeit aber gewinnt auch bei solchen Probestücken gleich oder doch bald nach Ueberschreiten der Proportionalitätsgrenze merklich an Einfluss, so dass also dieselbe Belastung bei längerem Warten eine allmälig grösser werdende totale Verlängerung hervorbringt.

In solchen Fällen kann es allerdings zweifelhaft sein, ob man die Elasticitätsgrenze auch wieder mit der Proportionalitätsgrenze zusammenfallen lassen darf. Wenn man aber bedenkt, dass der Begriff der Elasticität, zumal der vollkommenen, doch mit der Eigenschaft der Proportionalität der Gestaltsveränderungen und der Spannungen, welche sie hervorbringen, untrennbar verbunden ist, und

dass auch in diesen Fällen die Zeit bald nach Ueberschreiten der Proportionalitätsgrenze Einfluss auf die Grösse der Gestaltsveränderung bekommt, so dürfte damit das Zusammenlegen der Elasticitäts- und Proportionalitätsgrenze hinlänglich gerechtfertigt sein. Wir definiren daher in der Folge die Elasticitätsgrenze als Proportionalitätsgrenze.

8) Eine Consequenz dieser Definition ist es freilich dann, dass für solche Materialien, wie Gusseisen, Steine (bei ihrer Prüfung auf Druck), welche von vornherein keine Proportionalität der Gestaltsänderungen mit der der Belastung erkennen lassen, auch keine Elasticitätsgrenze gefunden wird. Aber ich meine, dies liegt eben in der Natur der Sache; solche Körper haben einfach keine Elasticitätsgrenze und die Bestimmung einer solchen mittelst einer willkürlichen, künstlichen Definition hilft gewiss nicht darüber hinweg.

Solche willkürliche Definitionen der Elasticitätsgrenze sind bekanntlich mehrfach aufgestellt worden; auch für solche Materialien, wie Eisen, Stahl u. s. w., die nach meiner Anschauung eine so zu sagen natürliche Elasticitätsgrenze besitzen. Natürlich können sie immer nur für ein bestimmtes Material und für eine gewisse Beanspruchungsweise desselben (ob auf Zug, Druck, Biegung, Torsion) Geltung haben. Streng genommen sollte eigentlich für jedes Probestück, je nachdem es vor der Prüfung behandelt worden ist, eine besondere Definition aufgestellt werden und damit fiele natürlich jeder praktische Werth einer solchen Bestimmung weg. Denn es ist klar, dass, sobald die Elasticitätsgrenze nicht eine charakteristische Eigenschaft des betreffenden Materials ausdrückt, wie es bei der oben gegebenen Definition der Fall ist, eine Bestimmung derselben für die praktischen Bedürfnisse ganz überflüssig erscheint.

Vergleichen wir indessen die beiden gebräuchlichsten dieser willkürlichen Definitionen der Elasticitätsgrenze, die Wertheim'sche und die Styffe'sche, mit der oben gegebenen.

Wertheim[1]) schlug vor, als Elasticitätsgrenze die Spannung zu nehmen, für welche die bleibende Verlängerung, die sie hervorbringt, die Grösse von 50 Milliontel der ursprünglichen Länge erreicht. Für Probestäbe, wie ich sie in der Regel bei Anwendung meines Spiegelapparates gebrauche und bei denen die Verlängerung für 150^{mm} ursprüngliche Länge gemessen wird, macht das $0{,}0075^{mm}$ aus. Bei einer solchen bleibenden Verlängerung ist aber nach meinen Erfahrungen die Proportionalitätsgrenze bei allen gebräuchlichen Baumaterialien schon beträchtlich überschritten, meistens sogar auch schon die Streckgrenze, wenn eine solche existirt.

1) Poggendorff's Annalen, Ergänzungsband II.

Knut Styffe[1]) definirt die Elasticitätsgrenze so: „Wird eine Stahl- oder Eisenstange nach und nach durch wachsende aufgelegte Gewichte gestreckt, welche anfangs so gering sind, dass sie eine bemerkbare permanente Ausdehnung nicht hervorbringen, aber nach und nach vergrössert werden und immer so viele Minuten wirken dürfen, als das jedesmal hinzugefügte Gewicht ein Procentsatz des ganzen Gewichtes ist, dann ist die Elasticitätsgrenze das Gewicht, durch welches, nachdem es in der eben angeführten Weise eingewirkt hat, ein Zuwachs in der permanenten Ausdehnung herbeigeführt worden ist, welcher zu der Länge der Stange in dem Verhältniss von 0,01 von dem Zuwachs des Gewichtes zu dem ganzen Belastungsgewichte steht."

Hier wird also schon an der Elasticitätsgrenze die Zeit mit in Betracht gezogen, welche, meiner Definition gemäss, bis dahin noch keinen merklichen Einfluss haben darf. Schon daraus folgt, dass die Styffe'sche Elasticitätsgrenze höher liegt als die Proportionalitätsgrenze. Dies ergiebt sich übrigens aus folgendem Beispiele noch prägnanter. Wenn bei einem Stahlstabe von $5\,\square^{cm}$ Querschnitt, wie ich sie bei den folgenden Versuchen durchweg gebrauchte, nach Auflage von 19,9 Tonnen noch 0,1 Tonne zugelegt wird, also $\frac{1}{200}$ oder $^1/_2$ Procent der ganzen Belastung, so darf dieselbe, nach der Styffe'schen Definition, $^1/_2$ Minute wirken. Die dadurch hervorgebrachte Vergrösserung der verhältnissmässigen permanenten Verlängerung würde an der Elasticitätsgrenze $0{,}01 \times \frac{1}{200} = 0{,}00005$ sein dürfen, die absolute Vergrösserung der permanenten Verlängerung also bei einer ursprünglichen Länge von 150^{mm} gleich $0{,}00005 \times 150 = 0{,}0075^{mm}$. Aber wenn die ganze permanente Verlängerung selbst jene Grösse erreicht, dann ist nach meinen Erfahrungen die Elasticitätsgrenze schon längst überschritten.

Dass Wertheim und Styffe ihre Elasticitätsgrenze so hoch legten, kommt natürlich von der geringeren Empfindlichkeit der Messinstrumente dieser Beobachter her, für welche Grössen von $0{,}0075^{mm}$ noch sehr klein waren, während sie bei meinem Spiegelapparate schon sehr in die Augen fallen. Bei den Beobachtungen, über welche ich in der schon citirten Abhandlung: „Ueber die Erhöhung der Elasticitätsgrenze der Metalle" berichtete, und bei welchen sich der oben am Anfang des Art. 3 wiedergegebene Satz herausstellte, gebrauchte ich statt des Spiegelapparates meistens einen anderen, den sogenannten Zeigerapparat, mit dem ich nur 0,01 oder höchstens $0{,}005^{mm}$ messen konnte. Das, was ich dort Elasti-

1) Die Festigkeitseigenschaften von Eisen und Stahl, S. 30 der deutschen Ausgabe.

citätsgrenze nannte, fällt deshalb schon näher oder ganz mit der Wertheim'schen oder Styffe'schen und überhaupt mit derjenigen zusammen, die man noch auf anderen Wegen erhält, wie z. B. mittelst des Thurston'schen automatischen Torsionsapparates und dergl. Für Eisen und Stahl ist darunter eigentlich immer schon der Punkt zu verstehen, den ich oben „Streckgrenze" nannte. In der That wird sich bei den folgenden Untersuchungen ergeben, dass jener Satz noch Gültigkeit behält, wenn man nur statt Elasticitätsgrenze Streckgrenze setzt.

9) Zur Beantwortung der am Anfang des Art. 6 gestellten beiden Fragen benutzte ich folgendes Versuchsmaterial:

a) Vier Rundstäbe von ca. 25^{mm} Durchmesser von Schweisseisen, aus einer und derselben Stange gedreht und bezeichnet mit SE 1^{a} bis SE 1^{d} (siehe Tabelle 1—4); zwei davon, SE 1^{c} und SE 1^{d}, von 40^{cm} Länge, sogenannte Normalrundstäbe, die beiden anderen doppelt so lang. Zwei weitere, aus der nämlichen Stange hergestellte Rundstäbe ergaben beim Zerreissen eine Zugfestigkeit von 3870 und beziehungsweise 3910^{kg} pro □^{cm} und eine Querschnittsverminderung von (übereinstimmend) 43 Proc.; die Ausdehnung auf 25^{cm} ursprüngliche Länge war nach dem Bruche ebenfalls übereinstimmend 24,8 Proc.; der Bruch feinsehnig, mit einigen krystallinischen Punkten.

b) Einen Normalrundstab von 25^{mm} Durchmesser aus Schweisseisen, bezeichnet mit SE 2 (s. Tabelle 5).

c) Zwei Normalrundstäbe von 25^{mm} Durchmesser aus Schweisseisen, aus einem und demselben Stück gedreht, bezeichnet mit SE 3^{a} und SE 3^{b} (s. Tabelle 6 und 7). Der letztere Stab ergab beim Abreissen eine Zugfestigkeit von 4140^{kg} pro □^{cm}. Die Verlängerung für 25^{cm} betrug nach dem Bruche 14,6 Proc.; der Bruch war feinsehnig, mit weitklaffenden und tiefen Spalten.

d) Sechs Normalrundstäbe von 25^{mm} Durchmesser aus Krupp'schem Flusseisen, aus einer und derselben Stange gedreht und bezeichnet mit FE 1^{a} bis FE 1^{f} (s. Tabelle 8—13). Stäbe aus demselben Material, bei anderer Gelegenheit geprüft, hatten eine Festigkeit von 4600^{kg} pro □^{cm} und eine Querschnittsverminderung von 60—62 Proc.; die Verlängerung von ursprünglich 25^{cm} betrug nach dem Bruche 28,5 bis 28,9 Proc. Der Bruch ist ausserordentlich feinkörnig, eigentlich schon sehnig.

e) Einen Rundstab von 25^{mm} Durchmesser und 80^{cm} Länge aus Bessemerstahl, bezeichnet mit BS (siehe Tabelle 14). Derselbe ist aus der nämlichen Stange gedreht wie die fünf Rundstäbe, mit denen ich die Versuche über Erhöhung der Elasticitätsgrenze angestellt habe, welche sich in der bereits öfter citirten Abhandlung im 224. Bande des Dingler'schen Journals finden. Die Zugfestigkeit dieser fünf Stäbe betrug 5100 bis 5560^{kg} pro □^{cm}. Die Querschnittsverminderung an der Bruchstelle ist sehr gering, 2,5 Proc.; das Aussehen des Bruches ist ziemlich grobkörnig.

f) Drei Lamellen von ca. 6,0 × 1,6^{cm} Querschnitt und 40^{cm} Länge aus gewalztem Kupfer, bezeichnet mit K 1, K 2 und K 3 (s. Tabelle 15—17). Die Zugfestigkeit derselben betrug beziehungsweise 2030, 2250 und 2250^{kg} pro □^{cm} und die Querschnittsverminderung an der Bruchstelle beziehungsweise 27, 46 und 43 Proc.

g) Drei Normalrundstäbe von ca. 25^{mm} Durchmesser aus Rothguss, sämmtlich aus demselben Tiegel gegossen, bezeichnet mit R 1, R 2 und R 3 (s. Tabelle 18—20). Ein vierter, aus demselben Tiegel gegossener Stab hatte eine Zugfestigkeit von 1650^{kg} pro □^{cm} und eine Querschnittsverminderung an der Bruchstelle von 12 Proc.; der Bruch war schmutzig gelb, aussen grobstrahlig krystallinisch, innen feinkrystallinisch. R 3 hatte eine Zugfestigkeit von 1450^{kg} pro □^{cm} und eine gleiche Querschnittscontraction von 12 Proc., R 2 zeigte nach einer Belastung mit 7 Tonnen oder 1380^{kg} pro □^{cm} einige kleine Querrisse, R 1 aber zeigte sich nach der gleichen Belastung noch unversehrt.

10) Alle diese Probestücke wurden in der Weise untersucht, dass zuerst in dem Zustande, in dem ich sie vom Bearbeiten her unter die Hand bekam und den ich kurz den natürlichen nennen will, ihre Elasticitäts- (oder Proportionalitäts-) Grenze und damit der Elasticitätsmodul innerhalb derselben, alsdann ihre Streckgrenze bestimmt wurde, worauf sie mit einer, in der Regel über der letzteren liegenden Belastung gestreckt und dann entlastet wurden. Unmittelbar darauf oder nach verschieden langen Zwischenräumen von mehreren Stunden bis zu einigen Tagen wurden dieselben Messungen des Elasticitätsmoduls und der Streckgrenze wieder vorgenommen und dann der Stab, natürlich unter einer höheren Belastung als vorhin, nochmals gestreckt, dann wieder gemessen und so weiter fort.

Die Resultate aller dieser Messungen sind in den Tabellen 1 bis 20 niedergelegt, deren jede für eines der oben aufgezählten Probestücke gilt. Diese Tabellen sind alle ganz gleichmässig eingerichtet. Die vorderste Columne links enthält die schrittweise anwachsende Gesammtbelastung für den ganzen Querschnitt, ausgedrückt in Tonnen à 1000^{kg}. Es wurde stets in vier Intervallen vor und dann auf Null zurückgegangen, wobei jede Belastung genau eine Minute wirkte. Die benutzte Uhr besitzt nämlich die Einrichtung, dass sie jedesmal nach Verfluss einer ganzen Minute einen Glockenschlag giebt. Genau mit dem ersten Glockenschlage wurde das erste Gewicht aufgelegt und angefangen zu pumpen; mit dem nächsten Glockenschlage, bis wohin die Scalen längst einen festen Stand erreicht hatten, wenn man der Streckgrenze nicht schon zu nahe gekommen war, wurde die Ausdehnung abgelesen und ein neues Gewicht aufgelegt und so

weiter fort. Nach der auf das vierte Intervall folgenden Entlastung wurde wieder eine Minute gewartet und abgelesen, dann erwärmte man in der bereits beschriebenen Weise die Federn am Spiegelapparate und nach Verlauf von weiteren 16 Minuten, bis wohin die Federn sicher wieder abgekühlt waren, las man die bleibende Ausdehnung ab. Diese allein ist in die Tabellen neben die Belastung Null eingetragen. Die Differenz zwischen dieser Zahl und der vor der Erwärmung der Federn abgelesenen ist der todte Gang des Apparates, vorausgesetzt, dass nach der ersten Minute nach erfolgter Entlastung die elastische Nachwirkung vorbei war. Dies war innerhalb der Elasticitätsgrenze allemal der Fall. Der todte Gang an meinem Apparate betrug im Mittel 0,15 Tausendel Centimeter. — Nach Ablesung der wirklichen beibenden Ausdehnung wurde in der Regel sofort wieder die ganze Belastung, die vorher erreicht worden war, aufgegeben, gepumpt und nach einer Minute, mit dem nächsten Glockenschlage, die Ausdehnung abgelesen. Manchmal wurde aber auch in denselben Intervallen von Null aus wieder vorgegangen, wie vom Anfang der Messung an und bei jedem auch eine Minute gewartet. Dann ist in die Tabellen aber doch nur die letzte abgelesene Zahl für die Ausdehnung bei der grössten, zuletzt angewendeten Belastung eingetragen, unter die Null aber in der Belastungscolumne ein Punkt gesetzt. Zwei oder mehrere solche Punkte unter der Belastung Null deuten an, dass in der gleichen Weise, von Intervall zu Intervall ansteigend, zwei oder mehrmals zwischen Null und der voranstehenden grössten Belastung hin und her gegangen worden ist. Die nicht in die Tabellen eingetragenen Zahlen für die Ausdehnungen bei den niedrigeren Belastungen stimmten immer sehr nahezu mit den früher erhaltenen, also weiter oben stehenden überein.

Die Köpfe der mit I, II . . . . bezeichneten Abtheilungen jeder Tabelle geben den Zustand des betreffenden Stabes beziehungsweise der Lamelle, die Durchmesser, beziehungsweise die Länge und Breite des Querschnittes, die Länge, für welche die Verlängerungen gemessen wurden, endlich den für diese Dimension ausgerechneten Werth des Elasticitätsmoduls ε, in welchem P die ganze Belastung in Tonnen (1. Columne) und $\varDelta l$ die dadurch hervorgebrachte Verlängerung in Tausendel Centimetern bedeutet. Die Abtheilung I enthält also immer die Messungen an dem Stabe im ursprünglichen Zustande, die Abtheilung II die Messungen an demselben Stabe, angestellt, nachdem er mit einer, am Ende der vorigen Abtheilung angegebenen Belastung gestreckt, unmittelbar darauf entlastet und dann eine, im Kopfe der Abtheilung selbst angegebene Zeit hindurch liegen gelassen worden war. Derselbe Kopf enthält die durch das Strecken veränderten Dimensionen und den neuen Werth des Elasticitätsmoduls. In derselben Bezeichnung, wie die II. zur I., steht die III. zur II. Abtheilung u. s. w. f.

Die erste Untercolumne jeder Abtheilung enthält die Belastung, bezogen auf die Querschnittseinheit, die Spannung in Kilogrammen pro Quadratcentimeter, oder, wie wir kurz sagen wollen, in „Atmosphären" (abgekürzt at); die zweite die dadurch hervorgebrachten Verlängerungen in Tausendel Centimetern, gemessen auf die bereits beschriebene Weise mit dem Spiegelapparate; die dritte die Differenzen für die einzelnen Intervalle und endlich die vierte den mittleren Werth des Elasticitätsmoduls innerhalb der Elasticitätsgrenze. Die bleibenden Verlängerungen für die Belastung Null sind in der dritten Untercolumne auch in verhältnissmässiger, auf die ursprüngliche Länge bezogenen Grösse angegeben und zwar in Millionteln (abgekürzt: mll).

Die Elasticitätsgrenze, die Streckgrenze und die Spannung, mit welcher gestreckt wurde, sind in der ersten Untercolumne jeder Abtheilung durch Ronde-, halbfette und beziehungsweise ganz fette Ziffern der betreffenden Spannungszahlen hervorgehoben; als Elasticitätsgrenze wurde ausschliesslich die Proportionalitätsgrenze genommen. Bei den Probestücken im natürlichen Zustande treffen für dieselbe auch meistens die übrigen, in Art. 7 angegebenen Merkmale zu: Plötzliches Steigen der bleibenden Ausdehnung nach Ueberschreiten der Proportionalitätsgrenze, Erhöhung der Verlängerung für eine zweitmalige Belastung von gleicher Stärke, nachdem zuvor entlastet worden war u. s. w. Bei den ein- oder mehrmals gestreckten Stäben aber ist die Proportionalitätsgrenze in der Regel schon weit überschritten, bis einmal jene anderen Erscheinungen auch eintreffen. Ein merkwürdiges Verhalten zeigen bei solchen Stäben die bleibenden Ausdehnungen. Sie halten sich meistens bis nahe zur Streckgrenze in geringer Höhe und werden häufig sogar negativ (siehe besonders die Lamellen von Kupfer und Rundstäbe von Rothguss), offenbar infolge noch fortdauernder oder durch neues Belasten und Verlängern wieder verstärkter elastischer Nachwirkung (vergl. Art. 7 am Schluss).

Als Streckgrenze wurde die Belastung genommen, welche derjenigen unmittelbar vorherging, bei welcher die Scalen rasch durch's Gesichtsfeld der Fernrohre liefen, oder bei welcher die Scalen innerhalb einer Minute nicht mehr soweit zur Ruhe kamen, dass sicher abgelesen werden konnte.

Die mit ganz fetten Ziffern ausgedrückte Streckbelastung konnte man niemals so lange auf das Probestück einwirken lassen, bis sie keine weitere Verlängerung an demselben mehr hervorbrachte; das hätte zu lange gedauert; es wurde immer nur so lange gewartet, bis die Libellenblase an der Wage der Prüfungsmaschine so ziem-

lich fest stehen blieb, was immer in längstens einer Viertelstunde nach Auflegen der Belastung erreicht war.

Die Tabellen sind so gedruckt, dass die in gleichen Horizontalreihen stehenden Zahlen einer und derselben Gesammtbelastung für den ganzen Querschnitt, also auch so ziemlich einer gleichen Spannung pro Flächeneinheit des Querschnittes entsprechen. Daher kann man gleich auf den ersten Blick an der Höhenlage der Ronde- und halbfetten Zahlen in der Tabelle die Veränderungen erkennen, welche die Elasticitäts- und die Streckgrenze durch das vorausgegangene Strecken erfahren haben.

11) Beschäftigen wir uns zuerst mit der Streckgrenze. Dieselbe wird, wenn

a) unmittelbar nach dem Strecken sogleich wieder gemessen wird, bei Schweisseisen, Flusseisen und Kupfer sicher wenigstens bis zu der Belastung gehoben, mit welcher gestreckt worden ist, manchmal sogar noch etwas darüber hinaus (s. Tabelle 1, dann Abtheilung II und IV der Tabelle 5, ferner Tabelle 8 und 9 und Tabelle 15); bei Bessemerstahl und Rothguss dagegen kommt die Streckgrenze der Streckbelastung nur nahe.

b) Wenn aber zwischen dem Entlasten nach dem Strecken und der neuen Messung eine gewisse Zeit verfliesst, wenn auch nur von einigen Stunden, dann wird beim Schweisseisen die Streckgrenze immer über die Belastung hinaus gehoben, mit welcher vorher gestreckt worden ist, und zwar um so höher, je länger die Zwischenzeit ist (s. Tabelle 2 bis 4, dann die Abtheilung III, VI der Tabelle 5, ferner Tabelle 6 und 7). Doch scheint es, dass die Zeit von einem Tage genügt, um die Streckgrenze auf die Maximalhöhe zu heben. Denn während in Abtheilung II der Tabelle 2 nach 19 Stunden die Streckgrenze durch die Streckbelastung von 2222^{at} auf 2444^{at} erhöht worden ist, weil sie nach Abtheilung II der Tabelle 4 nach 80 Stunden durch eine Streckbelastung von 2213^{at} auch nur auf 2444^{at} erhöht. — Von grösserem Einfluss ist die Zeit beim Flusseisen: während hier in 3 bis 15 Stunden die Streckgrenze nur wenig über die Streckbelastung sich hebt (s. Tabelle 10 und 11), wird erst nach ca. zwei Tagen die Erhöhung beträchtlicher, so gross ungefähr, wie beim Schweisseisen (s. Tabelle 12 und 13). Aehnlich verhält sich Bessemerstahl (Tabelle 14). Beim Kupfer dagegen erhebt sich auch nach zweitägigem Warten die Streckgrenze nur wenig, fast gar nicht, über die Streckbelastung (s. Tabelle 16 und 17) und bei Rothguss bleibt sie auch nach 1—2 Tagen noch etwas hinter der Streckbelastung zurück, die Zeit hat hier gar keinen Einfluss mehr (s. Tabelle 19 und 20).

Für Schweiss- und Flusseisen, sowie für Bessemerstahl ist also der in Art. 3 ausgesprochene Satz auf's Neue bestätigt, wenn nur „Streckgrenze“ statt Elasticitätsgrenze gesetzt wird. Für Kupfer und Rothguss gilt er mit der Einschränkung, dass die Streckgrenze nur unbedeutend oder gar nicht über die Streckbelastung hinaus gehoben wird.

12) Einen merkwürdigen, und bei den verschiedenen Metallen sehr verschiedenen Einfluss hat die Zeit, welche nach dem Strecken und Entlasten verfliesst, auf die Elasticitäts- oder Proportionalitätsgrenze.

Wenn Schweisseisen unmittelbar nach dem Strecken und Entlasten wieder gemessen wird (s. Tabelle 1 und Tabelle 5, Abtheilung II und IV), so zeigt sich die Elasticitätsgrenze bedeutend erniedrigt; erreicht aber gleich beim erstmaligen Strecken ein Minimum und wird durch wiederholtes Strecken selbst mit solchen Belastungen, die der Bruchgrenze ziemlich nahe kommen, nicht mehr weiter herabgedrückt, eher wieder etwas erhöht. Dies bleibt auch so, wenn dazwischen einmal das Probestück gestreckt und längere Zeit darnach ohne Belastung liegen gelassen wird (Abtheilung II und IV in Tabelle 5). Wird aber einige Zeit nach dem Entlasten gewartet, so erhebt sich während derselben in dem Probestücke die Elasticitätsgrenze sehr merklich und erreicht schon in ca. 20 Stunden nicht blos den ursprünglichen Werth wieder, sondern geht noch über denselben hinaus bis zur oder doch nahe bis zur vorigen Streckgrenze (s. Tabelle 2). Eine zwei- bis dreitägige Ruhe aber (s. Tab. 3 und 4) erhebt die Elasticitätsgrenze sicher bis zur vorigen Streckgrenze und manchmal noch über diese hinaus (s. Abtheilung III in Tabelle 3, Abtheilung II in Tabelle 4 und Abtheilung III in Tabelle 5). Nur die Schweisseisenstäbe SE 3^a und SE 3^b zeigen ein abweichendes Verhalten (s. Tab. 6 und 7). Bei SE 3^a ist nach dem erstmaligen Strecken die Elasticitätsgrenze auch nach zwei Tagen noch nicht ganz bis zur ursprünglichen Höhe wieder erhoben; nach dem zweiten Strecken und einer Ruhezeit von fast zwei Tagen liegt sie allerdings beträchtlich über der ursprünglichen Höhe, aber nach dem dritten Strecken ist sie wieder weiter herabgesunken, als nach dem ersten. Beim Stabe SE 3^b (Tabelle 7) erhebt sich die Elasticitätsgrenze nach dem ersten und zweiten Strecken und nach je zweitägigem Warten allerdings über die ursprüngliche Höhe, erreicht aber die jedesmalige vorhergehende Streckgrenze bei Weitem nicht, nach dem dritten Strecken aber ist die Elasticitätsgrenze wieder bedeutend herabgesunken unter die ursprüngliche Höhe. Die beiden Stäbe SE 3 wurden, der erste *a* am Zwischentage während der zweitägigen Ruhe, der andere gleich nach dem Strecken durch zweimal zehn Hammerschläge auf ihre Stirnflächen erschüttert, während sie in ungefähr senkrechter Stellung in der Hand gehalten wurden; möglich, dass diese Manipulation jenes abweichende Verhalten verursacht hat, doch übt sie, wie nachher gezeigt werden wird, beim Fluss-

eisen keinen oder doch keinen so bedeutenden Einfluss aus. Das Herabfallen der Elasticitätsgrenze nach dem dritten Strecken mag wohl davon herkommen, dass die Streckbelastung 3600^{at} der Bruchbelastung von 4100^{at} doch schon etwas zu nahe kam.

Bei Flusseisen sinkt die Elasticitätsgrenze unmittelbar nach dem ersten Strecken auf Null oder fast auf Null herab (siehe die Abtheilungen II der Tabelle 8 und 9); aber bei wiederholtem Strecken hält sich, auch unmittelbar nach dem Entlasten, die Elasticitätsgrenze auf grösserer Höhe, die aber immer noch tief unter der ursprünglichen liegt (s. die Abtheilungen III und IV der Tabelle 8 und 9). Nach drei- bis fünfzehnstündigem Warten zwischen dem Entlasten nach dem Strecken und der neuen Messung hebt sich die Elasticitätsgrenze zwar, aber noch lange nicht bis zur ursprünglichen Höhe (s. Tabelle 10 und 11), erst nach ca. zweitägiger Ruhe geht sie schon nach dem erstmaligen Strecken weit darüber hinaus, ja sogar über die ursprüngliche Streckgrenze (s. die Abtheilungen II der Tabellen 12 und 13), während nach dem zweit- und drittmaligen Strecken nur noch eine geringere weitere Erhöhung (Abtheilung III in Tabelle 13) oder gar eine kleine Erniedrigung eintritt (siehe die Abtheilungen III und IV in Tabelle 12). Eine zehntägige Ruhe nach den Messungen in Abtheilung V der Tabelle 13, welcher jedoch keine Streckung vorausging, hebt die Elasticitätsgrenze wieder über die vorhergegangene Streckbelastung. — Ein Einfluss des Erschütterns, das so vorgenommen wurde, wie vorhin bei ben Stäben SE 3 beschrieben, lässt sich unmittelbar nach dem Strecken und Entlasten aus den Tabellen 8 und 9 nicht erkennen. Die Vergleichung der Tabellen 10 und 11, sowie 12 und 13, je unter sich, scheint einen ähnlichen solchen Einfluss wie bei den Stäben SE 3, doch bedeutend schwächer zu erkennen zu geben.

Ein ähnliches Verhalten wie Flusseisen, zeigt auch bezüglich der Elasticitätsgrenze der Bessemerstahl (Tabelle 14). Das abnorme Verhalten dieses Probestückes nach dem dritten Strecken in Abtheilung IV rührt wahrscheinlich wieder, wie bei den Stäben SE 3, davon her, dass die Streckbelastung 4928^{at} der Bruchgrenze (5100 bis 5560^{at}) schon sehr nahe kam.

Beim Kupfer liegt, im Gegensatze zu Eisen und Stahl, die Elasticitätsgrenze schon unmittelbar nach dem ersten Strecken und Entlasten höher als ursprünglich und rückt durch wiederholtes Strecken noch höher hinauf (s. Tabelle 15). Einige Zeit der Ruhe nach dem Strecken und Entlasten hebt sie noch höher (s. Tabelle 16 und 17), so dass nach dreimaligem Strecken und jedesmaliger Ruhe von zwei Tagen nach demselben die Elasticitätsgrenze bis über die vorige Streckgrenze hinaus erhöht wird (s. Abtheilung IV in Tabelle 17).

Ebenso wird beim Rothguss die Elasticitätsgrenze schon unmittelbar nach dem ersten Strecken höher gefunden, als im ursprünglichen Zustande, aber nach wiederholtem Strecken rückt sie nicht mehr höher hinauf (s. Tabelle 18), auch dann nicht, wenn nach dem Strecken und Entlasten eine längere Zeit der Ruhe, ein oder zwei Tage folgen (s. Tabelle 19 und 20).

13) Der Einfluss des Streckens auf den Elasticitätsmodul fällt natürlich da am stärksten auf, wo durch das Strecken die Elasticitätsgrenze erniedrigt wird, also bei Eisen und Stahl, wenn sofort nach dem Strecken die neuen Messungen vorgenommen werden. Würde hier der mittlere Werth des Elasticitätsmoduls zwischen denselben oder nur nahezu denselben Grenzen berechnet, wie für den ursprünglichen Zustand, so würde man immer einen bedeutend niedrigeren Werth als ursprünglich erhalten. In dieser Weise ist mir die Verringerung des Elasticitätsmoduls durch das Strecken schon vor längerer Zeit, vor etwa sieben Jahren aufgefallen bei der Gelegenheit, wo ich solche Versuche nebenbei an Lamellen aus Martinstahl von verschiedenen Härtegraden (3 bis 7 der Tunner'schen Scala) und an Lamellen aus Kesselblech anstellte; Lamellen aus Phosporbronce ergaben dagegen zum Theil eine Erhöhung, zum Theil eine Verringerung des Elasticitätsmoduls.

Bei den nachfolgenden Betrachtungen soll jedoch nur der ganz oder doch sehr nahezu constante Werth des Elasticitätsmoduls ins Auge gefasst werden, der innerhalb der neuen Elasticitätsgrenze des gestreckten Stabes giltig und in den vierten Untercolumnen der verschiedenen Abtheilungen der Tabellen 1—20 eingetragen ist. Hier sieht man nun zunächst, dass bei Schweisseisen der Elasticitätsmodul durch das erstmalige Strecken allemal verringert wird (vergl. die Abtheilungen I und II in den Tabellen 1 bis 7); ebenso bei Flusseisen und Bessemerstahl (s. Tabelle 8 bis 14) mit Ausnahme des einzigen Falles in Tabelle 10, Abtheilung II, wo eine kleine Erhöhung eingetreten ist, die jedoch auch Beobachtungsfehlern zugeschrieben werden kann. Bei Kupfer dagegen tritt durch die erste Streckung allemal eine Erhöhung ein, bei Rothguss in Tabelle 18 eine Erhöhung, in Tabelle 19 bleibt der Elasticitätsmodul unverändert und beim Stabe R 3 (Tabelle 20) wird er verringert. — Durch wiederholtes Strecken wird der Elasticitätsmodul, wenn er unmittelbar nach dem Strecken und Entlassen gemessen wird, bei Eisen und Stahl noch weiter verringert (s. die Abtheilungen III und IV in Tabelle 1, Abtheilung IV in Tabelle 5, dann Abtheilung III und IV in Tabelle 9 und Abtheilung III in Tabelle 14; die einzige Ausnahme in Abtheilung III der Tabelle 8 kommt wohl davon her, dass hier der Elasticitätsmodul wegen der niedrigen Lage der Elasticitätsgrenze überhaupt nicht

genau bestimmbar war). Längere Ruhe nach dem wiederholten Strecken und Entlasten hat bei den in Rede stehenden Materialien manchmal wieder eine kleine Vergrösserung des Elasticitätsmoduls zur Folge. Eine Erschütterung der Stäbe nach dem Strecken hat keinen merklichen Einfluss auf deren Elasticitätsmodul.

Bei Kupfer wird der durch das erstmalige Strecken vergrösserte Elasticitätsmodul durch wiederholtes Strecken immer verkleinert, gleichviel, ob er gleich nach dem Strecken und Entlasten, oder längere Zeit nach demselben gemessen wird (s. die Abtheilungen III und IV in den Tabellen 15 bis 17); bei den Rothguss-Stäben R 1 und R 2 dagegen wird er in beiden Fällen erhöht (siehe Abtheilung III in den Tabellen 18 und 19).

Im weiteren Verlaufe dieser Untersuchungen soll nun die Frage erörtert werden, ob und durch welche Mittel Probestücke, deren Elasticitätsgrenze und Elasticitätsmodul durch Strecken verändert worden sind, wieder in ihren ursprünglichen (natürlichen) Zustand zurückgeführt werden können?

München, 30. März 1881.

Tabelle 1. **Rundstab aus Schweisseisen, SE 1ª.**

(Lab.-Nr. 938a; Vers.-Nr. 3279.)

Belastung. Tonnen P.	I. Im ursprünglichen Zustande $d = 2{,}51^{cm}$; $l = 15{,}00^{cm}$; $\varepsilon = 3{,}030000 \frac{P}{\Delta l}$.				II. Unmittelbar nach d. Strecken $d = 2{,}51^{cm}$; $l = 15{,}18^{cm}$; $\varepsilon = 3{,}067000 \frac{P}{\Delta l}$.				III. Unmittelbar nach d. Strecken $d = 2{,}465^{cm}$; $l = 15{,}60^{cm}$; $\varepsilon = 3{,}270000 \frac{P}{\Delta l}$.				IV. Unmittelbar nach dem Strecken $d = 2{,}42^{cm}$; $l = 16{,}20^{cm}$; $\varepsilon = 3{,}522000 \frac{P}{\Delta l}$.			
	Spannung at.	Verlängerung Tausendel cm.	Differenz.	Mittlerer Elast.-Modul at.	Spannung at.	Verlängerung Tausendel cm.	Differenz.	Mittlerer Elast.-Modul at.	Spannung at.	Verlängerung Tausendel cm.	Differenz.	Mittlerer Elast.-Modul at.	Spannung at.	Verlängerung Tausendel cm.	Differenz.	Mittlerer Elast.-Modul at.
0	0	0	148		0	0	159		0	0	172		0	0	186	
1	202	1,48	149		202	1,59	154		210	1,72	169		217	1,86	182	
2	404	2,97	148	2,060000	404	3,13	157	1,964000	419	3,41	168	1,946000	435	3,68	184	1,937000
3	606	4,45	148		606	4,70	156		629	5,09	168		652	5,52	183	
4	808	5,93			808	6,26			839	6,77			870	7,35		
0	0	0,15	= 10^{mll}		0	0,09	= 6^{mll}		0	0,09	= 6^{mll}		0	0,01	= 1^{mll}	
4	808	5,93	147		808	6,25	156		839	6,71	169		870	7,27	182	
5	1010	7,40	145		1010	7,81	161		1048	8,40	172		1087	9,09	187	
6	1212	8,85	146		1212	9,42	163		1258	10,12	176		1304	10,96	189	
7	1414	10,31	153		1414	11,05	164		1467	11,88	176		1522	12,85	191	
8	1616	11,84			1616	12,69			1677	13,64			1739	14,76		
0	0	0,27	= 18^{mll}		0	0,15	= 10^{mll}		0	0,12	= 8^{mll}		0	— 0,06	= — 4^{mll}	
8	1616	11,83	82		1616	12,64	85		1677	13,55			1739	14,70		
8,5	1717	12,65	91		1717	13,49	87		1782		178				188	
9	1818	13,56	119		1818	14,36	89		1887	15,33			1957	16,58		
9,5	**1919**	14,75			1919	15,25	96				181				197	
10	2020	Scalen laufen durch.			2020	16,21			2096	17,14			2174	18,55		
0					0	0,35	= 23^{mll}									
10					2020	16,25	106				185				199	
10,5					2121	17,31	148									
11	**2222**	Streckung und Entlastung.			2222	18,79			2306	18,99			2391	20,54		
11,5					2323	Scalen laufen durch.					198				203	
12									2516	20,97			2608	22,57		
0									0	0,26	= 17^{mll}		0	— 0,07	= — 4^{mll}	
12									2516	20,90	204		2608	22,47	201	
13									2725	22,94	248		2826	24,48	216	
14					**2828**	Streckung und Entlastung.			**2935**	25,42			3044	26,64	235	
15									3145	Scalen laufen durch.			3261	28,99	282	
16									**3354**	Streckung und Entlastung			**3478**	31,81		
0													0	0,67	= 41^{mll}	
														bleib. Verlängrg. nach ca. 13 Std. abgelesen.		

20*

Tabelle 2. **Rundstab aus Schweisseisen, SE 1[b].**

(Lab.-Nr. 938b; Vers.-Nr. 3290—92—95—97.)

Belastung. Tonnen P.	I. Im ursprünglichen Zustande $d = 2{,}51^{cm}$; $l = 15{,}00^{cm}$; $\varepsilon = 3{,}030000 \frac{P}{\Delta l}$.				II. 19 Stdn. nach dem Strecken $d = 2{,}50^{cm}$; $l = 15{,}14^{cm}$; $\varepsilon = 3{,}083000 \frac{P}{\Delta l}$.				III. 27 Stdn. nach dem Strecken $d = 2{,}475^{cm}$; $l = 15{,}49^{cm}$; $\varepsilon = 3{,}220000 \frac{P}{\Delta l}$.				IV. 24 Stdn. nach dem Strecken $d = 2{,}455^{cm}$; $l = 15{,}84$; $\varepsilon = 3{,}363000 \frac{P}{\Delta l}$.			
	Spannung at.	Verlängerung Tausendel cm.	Differenz.	Mittlerer Elast.-Modul at.	Spannung at.	Verlängerung Tausendel cm.	Differenz.	Mittlerer Elast.-Modul at.	Spannung at.	Verlängerung Tausendel cm.	Differenz.	Mittlerer Elast.-Modul at.	Spannung at.	Verlängerung Tausendel cm.	Differenz.	Mittlerer Elast.-Modul at.
0	0	0			0	0			0	0			0	0		
1	202	1,52	152		204	1,46	146		208	1,69	169		211	1,63	163	
2	404	3,03	151	2,042000	407	2,99	153	2,034000	416	3,29	160	1,983000	423	3,34	171	1,986000
3	606	4,54	151		611	4,52	153		624	4,91	162		634	5,03	169	
4	808	6,00	146		815	6,02	150		832	6,51	160		846	6,70	167	
0	0	0,10	$= 7^{mll}$		0	0,04	$= 3^{mll}$		0	0,09	$= 6^{mll}$		0	0,03	$= 2^{mll}$	
4	808	5,99			815	6,01			832	6,56			846	6,70		
5	1010	7,44	145		1018	7,55	154		1039	8,15	159		1057	8,40	170	
6	1212	8,92	148		1222	9,04	149		1247	9,79	162		1269	10,11	171	
7	1414	10,38	146		1426	10,56	152		1455	11,40	161		1480	11,81	170	
8	1616	11,87	149		1629	12,10	154		1663	13,01	161		1691	13,50	169	
0	0	0,16	$= 11^{mll}$		0	0,07	$= 5^{mll}$		0	0,13	$= 8^{mll}$		0	0,05	$= 3^{mll}$	
8	1616	11,88			1629	12,08			1663	13,00			1691	13,49		
8,5	1717	12,64	76		1731	12,85	77				163				172	
9	1818	13,47	83		1833	13,64	79		1871	14,63			1903	15,21		
9,5	1919	14,41	94		1935	14,40	76				161				171	
10	**2020**	15,55	114		2037	15,16	76		2079	16,24			2114	16,92		
0					0	0,11	$= 7^{mll}$									
10					2037	15,15					162				170	
10,5	2121	Scalen laufen durch.			2138	15,95	80									
11	**2222**	Streckung und Entlastung.			2240	16,79	84		2287	17,86			2325	18,62		
11,5					2342	17,72	93				163				170	
12					**2444**	19,01	129		2495	19,49			2537	20,32		
0									0	0,16	$= 10^{mll}$		0	0,05	$= 3^{mll}$	
12									2495	19,49			2537	20,30		
12,5					2546	Scalen laufen durch.					165				171	
13									2703	21,14			2748	22,01		
14					**2851**	Streckung und Entlastung.			2911	22,84	170		2960	23,74	173	
15									3118	24,86	202		3171	25,50	176	
16									**3326**	Scalen laufen durch. Streckung und Entlastung.			3383	27,36	186	
0													0	0,03	$= 2^{mll}$	
														bleib. Verlängerung nach ca. 13 Stunden abgelesen.		

Tabelle 3. **Rundstab aus Schweisseisen**, SE 1[c].

(Lab.-Nr. 938c; Vers.-Nr. 3276—80—84—86.)

Belastung. Tonnen P.	I. Im ursprünglichen Zustande $d = 2{,}50^{cm}$; $l = 15{,}00^{cm}$; $\varepsilon = 3{,}055000 \frac{P}{\Delta l}$.				II. 51 Stdn. nach dem Strecken $d = 2{,}50^{cm}$; $l = 15{,}10^{cm}$; $\varepsilon = 3{,}075000 \frac{P}{\Delta l}$.				III. 41 Stdn. nach dem Strecken $d = 2{,}45_5^{cm}$; $l = 15{,}54^{cm}$; $\varepsilon = 3{,}286000 \frac{P}{\Delta l}$.				IV. 45 Stdn. nach dem Strecken $d = 2{,}44^{cm}$; $l = 15{,}84^{cm}$; $\varepsilon = 3{,}388000 \frac{P}{\Delta l}$.			
	Spannung at.	Verlängerung Tausendel cm.	Differenz.	Mittlerer Elast.-Modul at.	Spannung at.	Verlängerung Tausendel cm.	Differenz.	Mittlerer Elast.-Modul at.	Spannung at.	Verlängerung Tausendel cm.	Differenz.	Mittlerer Elast.-Modul at.	Spannung at.	Verlängerung Tausendel cm.	Differenz.	Mittlerer Elast.-Modul at.
0	0	0	150		0	0	153		0	0	171		0	0	173	
1	204	1,50	152		204	1,53	153		211	1,71	168		214	1,73	172	
2	407	3,02	151	2,054000	407	3,06	154	1,997000	423	3,39	165	2,003000	427	3,45	172	1,981000
3	611	4,53	148		611	4,60	154		634	5,04	164		641	5,17	170	
4	815	6,01			815	6,14			846	6,68			855	6,87		
0	0	0,10	= 7[mll]		0	0,11	= 7[mll]		0	0,10	= 7[mll]		0	0,12	= 8[mll]	
4	815	6,02	148		815	6,15	154		846	6,63	165		855	6,86	170	
5	1018	7,50	147		1018	7,69	154		1057	8,28	166		1068	8,56	171	
6	1222	8,97	147		1222	9,23	153		1269	9,94	163		1282	10,27	171	
7	1426	10,44	146		1426	10,76	154		1480	11,57	162		1496	11,98	170	
8	1629	11,90			1629	12,30			1691	13,19			1709	13,68		
0	0	0,18	= 12[mll]		0	0,18	= 12[mll]		0	0,12	= 8[mll]		0	0,19	= 12[mll]	
8	1629	11,91	75		1629	12,30	77		1691	13,17			1709	13,66		
8,5	1731	12,66	79		1731	13,07	77				163				171	
9	1833	13,45	89		1833	13,84	77		1903	14,80			1923	15,37		
9,5	1935	14,34	106		1935	14,61	79				164				171	
10	**2037**	15,40			2037	15,40			2114	16,44			2137	17,08		
0					0	0,20										
10					2037	15,39	84				165				171	
10,5	2138	Scalen laufen durch.			2138	16,23	87									
11	**2240**	Streckung und Ent-			2240	17,10	101		2325	18,09			2350	18,79		
11,5		lastung.			2342	18,11	147				164				169	
12					**2444**	19,58			2537	19,73			2564	20,48		
0									0	0,14	= 9[mll]		0	0,21	= 14[mll]	
12									2537	19,71			2564	20,48		
12,5					2546	Scalen laufen durch.					162				171	
13									2748	21,33	171		2778	22,19	173	
14					**2851**	Streckung und Ent-			2960	23,04	192		2992	23,92	173	
15						lastung.			3171	24,96			3205	25,65	181	
16									**3383**	Scalen laufen durch.			3419	27,46		
0										Streckung und Ent-			0	0,34	= 22[mll]	
										lastung.				bleib. Verlängerung nach ca. 2 Stunden abgelesen.		

Tabelle 4. **Rundstab aus Schweisseisen, SE 1**[d].

(Lab.-Nr. 938d; Vers.-Nr. 3283—91—96, 3301.)

Belastung. Tonnen P.	I. Im ursprünglichen Zustande $d = 2{,}51_5$ cm; $l = 15{,}00$ cm; $\varepsilon = 3{,}018000 \frac{P}{\Delta l}$.				II. 80 Stdn. nach dem Strecken $d = 2{,}50$ cm; $l = 15{,}14$ cm; $\varepsilon = 3{,}083000 \frac{P}{\Delta l}$.				III. 68 Stdn. nach dem Strecken $d = 2{,}48$ cm; $l = 15{,}47$ cm; $\varepsilon = 3{,}203000 \frac{P}{\Delta l}$.				IV. 64 Stdn. nach dem Strecken $d = 2{,}44_5$ cm; $l = 15{,}76$ cm; $\varepsilon = 3{,}360000 \frac{P}{\Delta l}$.			
	Spannung at.	Verlängerung Tausendel cm.	Differenz.	Mittlerer Elast.-Modul at.	Spannung at.	Verlängerung Tausendel cm.	Differenz.	Mittlerer Elast.-Modul at.	Spannung at.	Verlängerung Tausendel cm.	Differenz.	Mittlerer Elast.-Modul at.	Spannung at.	Verlängerung Tausendel cm.	Differenz.	Mittlerer Elast.-Modul at.
0	0	0			0	0			0	0			0	0		
1	201	1,47	147		204	1,62	162		207	1,63	163		213	1,64	164	
2	402	2,94	147	2,060000	407	3,14	152	2,026000	414	3,26	163	1,985000	426	3,32	168	2,018000
3	604	4,43	149		611	4,67	153		621	4,85	159		639	4,01	169	
4	805	5,90	147		815	6,18	151		828	6,46	161		852	6,68	167	
0	0	0,14	= 9 mll		0	0,11	= 7 mll		0	0,08	= 5 mll		0	0,07	= 4 mll	
4	805	5,92			815	6,14			828	6,50			852	6,64		
5	1006	7,38	146		1018	7,67	153		1035	8,10	160		1065	8,30	166	
6	1207	8,82	144		1222	9,20	153		1242	9,70	160		1278	9,96	166	
7	1408	10,27	145		1426	10,69	149		1449	11,30	160		1491	11,64	168	
8	1610	11,72	145		1629	12,20	151		1656	12,91	161		1704	13,32	168	
0	0	0,23	= 15 mll		0	0,03	= 2 mll		0	0,12	= 8 mll		0	0,15	= 10 mll	
8	1610	11,76			1629	12,19			1656	12,92			1704	13,33		
8,5	1710	12,51	75		1731	12,95	76				162				168	
9	1811	13,28	77		1833	13,71	76		1863	14,54			1917	15,01		
9,5	1911	14,18	90		1935	14,48	77				162				168	
10	2012	15,22	104		2037	15,22	74		2071	16,16			2130	16,69		
0			167		0	0,05	= 3 mll									
10					2037	15,21					160				166	
10,5	2113	16,89			2138	15,97	76									
11	**2213**	Scalen laufen durch.			2240	16,74	77		2278	17,76			2343	18,35		
11,5		Streckung und Ent-			2342	17,54	80				160				166	
12		lastung.			**2444**	18,70	116		2485	19,36			2556	20,01		
0									0	0,13	= 8 mll		0	0,20	= 13 mll	
12									2485	19,35			2556	20,01		
12,5					2546	Scalen laufen durch.					166				164	
13									2692	21,01			2769	21,65		
14					**2851**	Streckung und Ent-			2899	22,67	166		2982	23,31	166	
15						lastung.			**3106**	24,65	198		3195	25,01	170	
16									**3313**	Scalen laufen durch.			3408	26,74	173	
0										Streckung und Ent-			0	0,29	= 18 mll	
										lastung.						

Tabelle 5. **Rundstab aus Schweisseisen,** SE 2.

(Lab.-Nr. 1908; Vers.-Nr. 3293 und 98.)

Belastung. Tonnen P.	I. Im ursprünglichen Zustande $d = 2{,}50_5\,^{cm}$; $l = 15{,}00\,^{cm}$; $\varepsilon = 3{,}043000\,\frac{P}{\Delta l}$.				II. Unmittelbar nach d. Strecken $d = 2{,}48\,^{cm}$; $l = 15{,}21\,^{cm}$; $\varepsilon = 3{,}149000\,\frac{P}{\Delta l}$.				III. 63 Stdn. nach dem Strecken $d = 2{,}45_5\,^{cm}$; $l = 15{,}63\,^{cm}$; $\varepsilon = 3{,}304000\,\frac{P}{\Delta l}$.				VI. Unmittelbar nach dem Strecken $d = 2{,}43_5\,^{cm}$; $l = 16{,}06\,^{cm}$; $\varepsilon = 3{,}446000\,\frac{P}{\Delta l}$.			
	Spannung at.	Verlängerung Tausendel cm.	Differenz.	Mittlerer Elast.-Modul at.	Spannung at.	Verlängerung Tausendel cm.	Differenz.	Mittlerer Elast.-Modul at.	Spannung at.	Verlängerung Tausendel cm.	Differenz.	Mittlerer Elast.-Modul at.	Spannung at.	Verlängerung Tausendel cm.	Differenz.	Mittlerer Elast.-Modul at.
0	0	0			0	0			0	0			0	0		
1	203	1,50	150		207	1,58	158		211	1,74	174		215	1,88	188	
2	406	3,02	152	2,060000	414	3,15	157	1,991000	423	3,48	174	1,973000	429	3,71	183	1,878000
3	609	4,51	149		621	4,72	157		634	5,18	170		644	5,52	181	
4	811	5,99	148		828	6,31	159		846	6,88	170		858	7,34	182	
0	0	0,15	$= 10^{mll}$		0	0,11	$= 7^{mll}$		0	0,14	$= 9^{mll}$		0	— 0,17	$= -10^{mll}$	
4	811	5,95			828	6,34			846	6,82			858	7,15		
5	1014	7,41	146		1035	7,91	157		1057	8,50	168		1073	8,96	181	
6	1217	8,89	148		1242	9,54	163		1269	10,17	167		1288	10,83	187	
7	1420	10,36	147		1449	11,19	165		1480	11,86	169		1502	12,71	188	
8	1623	11,82	146		1656	12,90	171		1691	13,53	167		1717	14,66	195	
0	0	0,26	$= 17^{mll}$		0	0,22	$= 14^{mll}$		0	0,20	$= 13^{mll}$		0	— 0,11	$= -7^{mll}$	
8	1623	11,81			1656	12,88			1691	13,52			1717	14,56		
8,5	1724	12,57	76		1759	13,69	81				167				193	
9	1826	13,32	75		1863	14,54	85		1903	15,19			1931	16,49		
9,5	1927	14,12	80		1966	15,39	85				167				195	
10	2028	14,94	82		2070	16,26	87		2114	16,86			2146	18,44		
0					0	0,35	$= 23^{mll}$									
10					2070	16,29					165				199	
10,5	2129	16,05			2173	17,17	88									
11	2231	Scalen laufen durch.			2277	18,12	95		2325	18,51			2360	20,43		
11,5					2380	19,16	104				165				202	
12	**2434**	Streckung und Entlastung.			**2484**	20,47	131		2537	20,16			2574	22,45		
0									0	0,22	$= 14^{mll}$		0	— 0,02	$= -1^{mll}$	
12									2537	20,13			2574	22,43		
12,5					2588	Scalen gehen langsam stetig weiter.					165				202	
13									2748	21,78			2788	24,45		
13,5											166				209	
14									2960	23,44			3003	26,54		
14,5					**3003**	Streckung und Entlastung.					173				222	
15									3171	25,17			3217	28,76		
16									3383	27,42	225		3432	31,13	237	
17									**3594**	Scalen laufen durch. Streckung und Entlastung.			**3647**	34,19	306	
0													0	1,24	$= 77^{mll}$ bleib. Verlängerung nach $2^1/_2$ Stunden abgelesen.	

Tabelle 6. **Rundstab aus Schweisseisen, SE 3ª.**

(Lab.-Nr. 1907a; Vers.-Nr. 3277—81—85—88.)

Belastung. Tonnen P.	I. Im ursprünglichen Zustande $d = 2{,}49^{cm}$; $l = 15{,}00^{cm}$; $\varepsilon = 3{,}080000 \frac{P}{\Delta l}$.				II. $48^1/_2$ Stdn. nach dem Strecken am Zwischentage erschüttert $d = 2{,}47^{cm}$; $l = 15{,}33^{cm}$; $\varepsilon = 3{,}200000 \frac{P}{\Delta l}$.				III. $44^1/_2$ Stdn. nach dem Strecken am Zwischentage erschüttert $d = 2{,}44_5{}^{cm}$; $l = 15{,}63^{cm}$; $\varepsilon = 3{,}322000 \frac{P}{\Delta l}$.				IV. 49 Stdn. nach dem Strecken am Zwischentage erschüttert $d = 2{,}41^{cm}$; $l = 16{,}23^{cm}$; $\varepsilon = 3{,}559000 \frac{P}{\Delta l}$.			
	Spannung at.	Verlängerung Tausendel cm.	Differenz.	Mittlerer Elast.-Modul at.	Spannung at.	Verlängerung Tausendel cm.	Differenz.	Mittlerer Elast.-Modul at.	Spannung at.	Verlängerung Tausendel cm.	Differenz.	Mittlerer Elast.-Modul at.	Spannung at.	Verlängerung Tausendel cm.	Differenz.	Mittlerer Elast.-Modul at.
0	0	0			0	0			0	0			0	0		
1	205	1,48	148		209	1,57	157		213	1,82	182		219	1,71	171	
2	411	2,97	149	2,090000	418	3,15	158	2,014000	426	3,46	164	2,003000	439	3,48	177	2,031000
3	616	4,44	147		626	4,74	159		640	5,06	160		658	5,25	177	
4	821	5,94	150		835	6,32	158		853	6,66	160		877	7,01	176	
0	0	0,10	$= 7^{mll}$		0	0,10	$= 7^{mll}$		0	0,05	$= 3^{mll}$		0	0,11	$= 7^{mll}$	
4	821	5,93			835	6,33			853	6,67			877	6,94		
5	1027	7,40	147		1044	7,92	159		1066	8,31	164		1097	8,69	175	
6	1232	8,87	147		1253	9,54	162		1279	9,96	165		1316	10,46	177	
7	1437	10,33	146		1461	11,13	159		1493	10,61	165		1513	12,24	178	
8	1643	11,80	147		1670	12,73	160		1706	13,24	163		1754	14,02	178	
0	0	0,17	$= 11^{mll}$		0	0,20	$= 13^{mll}$		0	0,05	$= 3^{mll}$		0	0,18	$= 11^{mll}$	
8	1643	11,77			1670	12,72			1706	13,24			1754	13,98		
8,5	1745	12,51	74		1774	13,51	79									
9	1848	12,25	74		1879	14,30	79		1919	14,90	166		1974	15,80	182	
9,5	1950	14,00	75		1983	15,13	83									
10	2053	14,80	80		2088	15,96	83		2132	16,57	167		2193	17,61	181	
0	0	0,25	$= 17^{mll}$		0	0,26	$= 17^{mll}$									
10	2053	14,77			2088	15,91										
10,5	2156	15,60	83		2192	16,73	82									
11	**2259**	16,51	91		2296	17,58	85		2345	18,24	167		2412	19,43	182	
11,5	2361	Scalen laufen durch.			2401	18,50	92									
12	**2464**	Streckung und Entlastung.			2505	19,47	97		2559	19,98	174		2632	21,31	188	
0									0	0,05	$= 3^{mll}$		0	0,23	$= 14^{mll}$	
12									2559	19,92			2632	21,25		
12,5					**2610**	20,72	125									
13					2714	Scalen laufen durch.			2772	21,71	179		2851	23,11	186	
13,5																
14									2985	23,63	192		3070	25,02	191	
14,5					**3027**	Strecknng und Entlastung.										
15									**3198**	25,90	227		3290	26,99	197	
16									3412	Scalen kommen nicht mehr zur Ruhe.			3509	29,03	204	
17									**3625**	Streckung und Entlastung.			3728	31,29	226	
0													0	0,57	$= 35^{mll}$	
														bleib. Verlängerung nach ca. 13 Stunden abgelesen.		

Tabelle 7. **Rundstab aus Schweisseisen**, SE 3^b.

(Lab.-Nr. 1907b; Vers.-Nr. 3289—94—99, 3302.)

Belastung. Tonnen P.	I. Im ursprünglichen Zustande $d = 2{,}51^{cm}$; $l = 15{,}00^{cm}$; $\varepsilon = 3{,}030000 \frac{P}{\Delta l}$.				II. 47 Stdn. nach dem Strecken und Erschüttern $d = 2{,}47^{cm}$; $l = 15{,}34^{cm}$; $\varepsilon = 3{,}203000 \frac{P}{\Delta l}$.				III. $50^1/_2$ Stdn. nach dem Strecken und Erschüttern $d = 2{,}45^{cm}$; $l = 15{,}59^{cm}$; $\varepsilon = 3{,}310000 \frac{P}{\Delta l}$.				IV. $42^1/_2$ Stdn. nach dem Strecken und Erschüttern $d = 2{,}42^{cm}$; $l = 16{,}10^{cm}$; $\varepsilon = 3{,}500000 \frac{P}{\Delta l}$.			
	Spannung at.	Verlängerung Tausendel cm.	Differenz.	Mittlerer Elast.-Modul at.	Spannung at.	Verlängerung Tausendel cm.	Differenz.	Mittlerer Elast.-Modul at.	Spannung at.	Verlängerung Tausendel cm.	Differenz.	Mittlerer Elast.-Modul at.	Spannung at.	Verlängerung Tausendel cm.	Differenz.	Mittlerer Elast.-Modul at.
0	0	0			0	0			0	0			0	0		
1	202	1,60	160		209	1,70	170		212	1,70	170		217	1,66	166	
2	404	3,14	154	2,016000	418	3,28	158	2,012000	425	3,30	160	2,009000	435	3,31	165	2,081000
3	606	4,63	149		626	4,86	158		657	4,93	163		652	5,00	169	
4	808	6,11	148		835	6,45	159		849	6,59	166		870	6,71	171	
0	0	0,13	$= 9^{\text{mll}}$		0	— 0,10	$= - 7^{\text{mll}}$		0	0,05	$= 3^{\text{mll}}$		0	0,02	$= 1^{\text{mll}}$	
4	808	6,11			835	6,42			849	6,56			870	6,68		
5	1010	7,57	146		1044	8,01	159		1062	8,22	166		1087	8,36	168	
6	1212	9,05	148		1253	9,60	159		1274	9,87	165		1304	10,09	171	
7	1414	10,52	147		1461	11,19	159		1486	11,52	165		1522	11,83	174	
8	1616	12,04	152		1670	12,75	156		1698	13,19	167		1739	13,59	176	
0	0	0,30	$= 20^{\text{mll}}$		0	— 0,17	$= - 11^{\text{mll}}$		0	0,13	$= 8^{\text{mll}}$		0	0,05	$= 3^{\text{mll}}$	
8	1616	12,03			1670	12,75			1698	13,20			1739	13,57		
8,5	1717	12,81	78		1774	13,56	81				163				174	
9	1818	13,61	80		1879	14,33	77		1911	14,83			1957	15,31		
9,5	1919	14,44	83		1983	15,15	82				168				176	
10	2020	15,24	80		2088	15,95	80		2123	16,51			2174	17,07		
0	0	0,55	$= 37^{\text{mll}}$		0	— 0,14	$= - 9^{\text{mll}}$									
10	2020	15,25			2088	15,93					169				178	
10,5	2121	16,11	86		2192	16,78	85									
11	2222	Scalen laufen durch.			2296	17,60	82		2335	18,20			2391	18,85		
11,5					2401	18,48	88				170				178	
12	**2424**	Strecken, Entlasten und Erschüttern.			2505	19,44	96		2548	19,90			2608	20,63		
0									0	0,21	$= 13^{\text{mll}}$		0	0,06	$= 4^{\text{mll}}$	
12							118		2548	19,88			2608	20,61		
12,5					2610	20,62					182				178	
13					**2714**	22,16	154		2760	21,70			2826	22,39		
13,5					2819	Scalen laufen durch.					201				190	
14									2972	23,71			3044	24,29		
14,5					**3027**	Strecken, Entlasten u. Erschüttern.					271				199	
15									**3185**	26,42			3261	26,28		
16									3397	Scalen laufen durch.			3478	28,47	219	
17									**3609**	Strecken, Entlasten und Erschüttern.			3696	30,97	250	
													0	0,99	$= 61^{\text{mll}}$	

bleib. Verlängerung nach ca. $2^1/_2$ Stunden abgelesen.

Tabelle 8. **Rundstab aus Flusseisen**, FE 1[a].

(Lab.-Nr. 1850 f; Vers.-Nr. 3274.)

Belastung. Tonnen P.	I. Im ursprünglichen Zustande $d = 2{,}53^{cm}$; $l = 15{,}00^{cm}$; $\varepsilon = 2{,}982000 \frac{P}{\Delta l}$.				II. Unmittelbar nach dem Strecken $d = 2{,}48_5{}^{cm}$; $l = 15{,}56^{cm}$; $\varepsilon = 3{,}208000 \frac{P}{\Delta l}$.				III. Wieder unmittelbar nach dem Strecken $d = 2{,}46^{cm}$; $l = 15{,}84^{cm}$; $\varepsilon = 3{,}335000 \frac{P}{\Delta l}$.				IV. Wieder unmittelbar nach dem Strecken $d = 2{,}42_5{}^{cm}$; $l = 16{,}41^{cm}$; $\varepsilon = 3{,}552000 \frac{P}{\Delta l}$.			
	Spannung at.	Verlängerung Tausendel cm.	Differenz.	Mittlerer Elast.-Modul at.	Spannung at.	Verlängerung Tausendel cm.	Differenz.	Mittlerer Elast.-Modul at.	Spannung at.	Verlängerung Tausendel cm.	Differenz.	Mittlerer Elast.-Modul at.	Spannung at.	Verlängerung Tausendel cm.	Differenz.	Mittlerer Elast.-Modul at.
0	0	0			0	0			0	0			0	0		
1	199	1,35	135		206	1,45	145		211	1,50	150	2,214000	216	1,66	166	
2	398	2,69	134	2,198000	412	2,92	147		421	3,01	151		433	3,30	164	2,144000
3	596	4,05	136		619	4,42	150		632	4,52	151		649	4,97	167	
4	795	5,41	136		825	5,91	149		842	6,06	154		866	6,65	168	
0	0	0,13	$= 9^{mll}$		0	0,10	$= 7^{mll}$		0	0,11	$= 7^{mll}$		0	0,10	$= 7^{mll}$	
4	795	5,47			825	5,91			842	6,08			866	6,62		
5	994	6,83	136		1031	7,41	150		1053	7,62	154		1082	8,31	169	
6	1193	8,17	134		1237	8,96	155		1263	9,21	159		1299	10,07	176	
7	1392	9,52	135		1443	10,55	159		1474	10,88	167		1515	11,88	181	
8	1590	10,86	134		1650	12,20	165		1684	12,59	171		1732	13,74	186	
0	0	0,21	$= 14^{mll}$		0	0,14	$= 9^{mll}$		0	0,17	$= 11^{mll}$		0	0,17	$= 11^{mll}$	
8	1590	10,91			1650	12,18			1684	12,54			1732	13,65		
9	1789	12,27	136		1856	13,83	165		1895	14,21	167		1948	15,52	187	
10	1988	13,63	136		2062	15,56	173		2105	16,02	181		2165	17,46	194	
11	2187	14,99	136		2268	17,30	174		2316	17,84	182		2381	19,42	196	
12	2386	16,32	133		2474	19,12	182		2526	19,69	185		2597	21,40	198	
0	0	0,21	$= 14^{mll}$		0	0,24	$= 15^{mll}$		0	0,19	$= 12^{mll}$		0	0,25	$= 15^{mll}$	
12	2386	16,31			2474	19,11			2526	19,63			2597	21,31		
12,5	2485	16,96	65				181				182				200	
13	2584	17,65	69		2680	20,92			2737	21,45			2814	23,31		
13,5	2684	Scalen laufen durch.					199				193				204	
14	2783				2887	22,91			2947	23,38			3030	25,35		
15	2982	Strecken und Ent-			3093	25,21	230		3158	25,42	204		3247	27,48	213	
16	**3181**	lasten.			**3299**	29,17	396		3368	27,55	213		3463	29,60	212	
0									0	0,55	$= 35^{mll}$		0	0,45	$= 27^{mll}$	
16									3368	27,58			3463	29,56		
17									3579	30,09	251		3680	31,78	222	
18					**3711**	Streckung und Ent-			**3790**	35,44	535		3896	34,19	241	
19						lastung.							4113	37,16	297	
20									**4211**	Strecken und Ent-			**4329**	44,20	704	
0										lasten.			0	6,06	$= 369^{mll}$	
														bleib. Verlängerung nach ca. 13 Stunden abgelesen.		

Tabelle 9. **Rundstab aus Flusseisen**, FE 1[b].

(Lab.-Nr. 1850 e; Vers.-Nr. 3246.)

Belastung. Tonnen P.	I. Im ursprünglichen Zustande $d = 2{,}54^{cm}$; $l = 15{,}00^{cm}$; $\varepsilon = 2{,}959000 \frac{P}{\Delta l}$.				II. Unmittelbar nach d. Strecken und Erschüttern $d = 2{,}50_5^{cm}$; $l = 15{,}45^{cm}$; $\varepsilon = 3{,}134000 \frac{P}{\Delta l}$.				III. Unmittelbar nach d. Strecken und Erschüttern $d = 2{,}48^{cm}$; $l = 15{,}67^{cm}$; $\varepsilon = 3{,}244000 \frac{P}{\Delta l}$.				IV. Unmittelbar nach d. Strecken und Erschüttern $d = 2{,}44_5^{cm}$; $l = 16{,}07^{cm}$; $\varepsilon = 3{,}427000 \frac{P}{\Delta l}$.			
	Spannung at.	Verlängerung Tausendel cm.	Differenz.	Mittlerer Elast.-Modul at.	Spannung at.	Verlängerung Tausendel cm.	Differenz.	Mittlerer Elast.-Modul at.	Spannung at.	Verlängerung Tausendel cm.	Differenz.	Mittlerer Elast.-Modul at.	Spannung at.	Verlängerung Tausendel cm.	Differenz.	Mittlerer Elast.-Modul at.
0	0	0			0	0			0	0			0	0		
1	197	1,29	129		203	1,41	141		207	1,55	155		213	1,92	192	
2	394	2,60	131	2,277000	406	2,81	140	2,231000	414	3,08	153	2,106000	426	3,66	174	1,984000
3	592	3,90	130		609	4,24	143		621	4,60	152		640	5,34	168	
4	789	5,20	130		811	5,69	145		828	6,14	154		853	7,00	166	
0	0	0,10	$= 7^{\text{mll}}$		0	0,09	$= 6^{\text{mll}}$		0	0,20	$= 13^{\text{mll}}$		0	0,34	$= 21^{\text{mll}}$	
4	789	5,23			811	5,68			828	6,15			853	6,97		
5	986	6,51	128		1014	7,16	148		1035	7,70	155		1066	8,63	166	
6	1183	7,79	128		1217	8,71	155		1242	9,32	162		1279	10,35	172	
7	1381	9,08	129		1420	10,32	161		1449	10,98	166		1493	12,11	176	
8	1578	10,38	130		1623	11,95	163		1656	12,68	170		1706	13,88	177	
0	0	0,15	$= 10^{\text{mll}}$		0	0,47	$= 30^{\text{mll}}$		0	0,53	$= 34^{\text{mll}}$		0	0,43	$= 27^{\text{mll}}$	
8	1578	10,41			1623	11,94			1656	12,65			1706	13,85		
9	1775	11,69	128		1826	13,57	163		1863	14,37	172		1919	15,63	178	
10	1972	12,98	129		2028	15,25	168		2070	16,16	179		2132	17,45	182	
11	2170	14,27	129		2231	16,98	173		2277	17,94	178		2345	19,31	186	
12	2367	15,58	131		2434	18,79	181		2484	19,80	186		2559	21,22	191	
0	0	0,19	$= 13^{\text{mll}}$		0	0,94	$= 61^{\text{mll}}$		0	0,99	$= 64^{\text{mll}}$		0	0,80	$= 50^{\text{mll}}$	
12	2367	15,60			2434	18,79			2484	19,86			2559	21,22		
12,5	2465	16,25	65				184				184				191	
13	2564	16,89	64		2637	20,63			2692	21,70			2772	23,13		
13,5	2663	17,54	65				211				198				195	
14	2761	18,21	67		2840	22,74			2899	23,68			2985	25,08		
14,5	2860	18,87	66				247				216				204	
15	**2959**	19,54	67		3043	25,21			3106	25,84			3198	27,12		
15,5	3057	Scalen laufen durch.					454				236				210	
16	**3156**	Streckung, Entlastung und Erschütterung.			**3245**	29,75			3313	28,20			3412	29,22		
0									0	2,34	$= 150^{\text{mll}}$		0	1,52	$= 95^{\text{mll}}$	
16									3313	28,43			3412	29,21		
17									3520	31,05	262		3625	31,43	222	
18					**3651**	Strecken, Entlasten und Erschüttern.			**3727**	37,50	645		3838	33,82	239	
19													4051	36,79	297	
20									**4141**	Strecken, Entlasten und Erschüttern.			**4264**	43,70	691	
0													0	8,63	$= 537^{\text{mll}}$	
														bleib. Verlängerung nach ca. 11 Stunden abgelesen.		

Tabelle 10. **Rundstab aus Flusseisen**, FE 1[c].

(Lab.-Nr. 1850c; Vers.-Nr. 3239 und 41.)

Belastung. Tonnen P.	I. Im ursprünglichen Zustande $d=2{,}53_5$ cm; $l=15{,}00$ cm; $\varepsilon=2{,}970000\frac{P}{\Delta l}$.				II. Drei Stunden nach dem Strecken $d=2{,}51$ cm; $l=15{,}35$ cm; $\varepsilon=3{,}101000\frac{P}{\Delta l}$.				III. 15 Stunden nach dem Strecken $d=2{,}47_5$ cm; $l=15{,}75$ cm; $\varepsilon=3{,}274000\frac{P}{\Delta l}$.				IV. 7 Stunden nach dem Strecken $d=2{,}43_5$ cm; $l=16{,}20$ cm; $\varepsilon=3{,}476000\frac{P}{\Delta l}$.			
	Spannung at.	Verlängerung Tausendel cm.	Differenz.	Mittlerer Elast.-Modul at.	Spannung at.	Verlängerung Tausendel cm.	Differenz.	Mittlerer Elast.-Modul at.	Spannung at.	Verlängerung Tausendel cm.	Differenz.	Mittlerer Elast.-Modul at.	Spannung at.	Verlängerung Tausendel cm.	Differenz.	Mittlerer Elast.-Modul at.
0	0	0			0	0			0	0			0	0		
1	198	1,30	130		202	1,39	139		208	1,45	145		215	1,57	157 ⎫	
2	396	2,63	133	2,242000	404	2,76	137	2,247000	416	2,92	147	2,243000	429	3,03	146 ⎭	2,278000
3	594	3,98	135		606	4,14	138		624	4,39	147		644	4,57	154	
4	792	5,31	133		808	5,52	138		832	5,85	146		858	6,11	154	
0	0	0,03	$=2^{\mathrm{mll}}$		0	0,04	$=3^{\mathrm{mll}}$		0	0,04	$=3^{\mathrm{mll}}$		0	0,00	$=0$	
4	792	5,32			808	5,51			832	5,84			858	6,08		
5	990	6,63	131		1010	6,92	141		1040	7,30	146		1073	7,63	155	
6	1188	7,97	134		1212	8,35	143		1247	8,76	146		1288	9,22	159	
7	1386	9,28	131		1414	9,82	147		1455	10,26	150		1502	10,81	159	
8	1584	10,90	132		1616	11,34	152		1663	11,76	150		1717	12,45	164	
0	0	0,05	$=3^{\mathrm{mll}}$		0	0,07	$=5^{\mathrm{mll}}$		0	0,06	$=4^{\mathrm{mll}}$		0	0,03	$=2^{\mathrm{mll}}$	
8	1584	10,60			1616	11,32			1663	11,75			1717	12,43		
9	1782	11,93	133		1818	12,86	154		1871	13,27	152		1931	14,08	165	
10	1980	13,25	132		2020	14,45	159		2079	14,85	158		2146	15,80	172	
11	2178	14,57	132		2222	16,12	167		2287	16,43	158		2360	17,59	179	
12	2376	15,90	133		2424	17,82	170		2495	18,12	169		2574	19,46	187	
0	0	0,08	$=5^{\mathrm{mll}}$		0	0,22	$=14^{\mathrm{mll}}$		0	0,12	$=8^{\mathrm{mll}}$		0	0,08	$=5^{\mathrm{mll}}$	
12	2376 ⎫	15,90			2424	17,82			2495	18,16			2574	19,40		
13	**2574** ⎭	17,26	136		2626	19,58	176		2703	19,81	165					
14	2772	Scalen laufen durch.			2828	21,64	206		2911	21,60	179		3003	23,12	186	
15	**2970**	Strecken und Entlasten.			**3030**	28,05	641		3119	23,50	190					
16					3232	Scalen laufen durch.			3326	25,50	200		3432	27,20	204	
0									0	0,40	$=26^{\mathrm{mll}}$		0	0,28	$=17^{\mathrm{mll}}$	
16									3326	25,57			3432	27,25		
17									3534	27,68	211		3647	29,24	201	
18					**3636**	Strecken und Entlasten.			**3742**	30,56	288		3862	31,54	230	
19									3950	Scalen laufen durch.			4076	34,12	258	
20									**4158**	Strecken und Entlasten.			**4291**	39,25	513	
0													0	3,67	$=227^{\mathrm{mll}}$	
														bleib. Verlängerung nach ca. 12 Stunden abgelesen.		

Tabelle 11. **Rundstab aus Flusseisen**, FE 1^{d}.

(Lab.-Nr. 1850 d; Vers.-Nr. 3240—42—44.)

I. Im ursprünglichen Zustande; $d = 2,53^{cm}$; $l = 15,00^{cm}$; $\varepsilon = 2,982000 \frac{P}{\Delta l}$.

II. $2^1/_2$ Stunden nach dem Strecken und Erschüttern; $d = 2,50^{cm}$; $l = 15,36^{cm}$; $\varepsilon = 3,128000 \frac{P}{\Delta l}$.

Belastung. Tonnen P.	I. Spannung at.	I. Verlängerung Tausendel cm.	I. Differenz.	I. Mittlerer Elast.-Modul at.	II. Spannung at.	II. Verlängerung Tausendel cm.	II. Differenz.	II. Mittlerer Elast.-Modul at.
0	0	0			0	0		
1	199	1,29	129		204	1,36	136	
2	398	2,62	133	2,288000	407	2,75	139	2,267000
3	596	3,95	133		611	4,13	138	
4	795	5,25	130		815	5,52	139	
0	0	0,01	$= 1^{mll}$		0	0,08	$= 5^{mll}$	
4	795	5,22			815	5,55		
5	994	6,52	130		1018	6,98	143	
6	1193	7,83	131		1222	8,48	150	
7	1392	9,12	129		1426	10,03	155	
8	1590	10,42	130		1629	11,64	161	
0	0	0,00	$= 0$		0	0,40	$= 26^{mll}$	
8	1590	10,41			1629	11,64		
9	1789	11,72	131		1833	13,23	159	
10	1988	13,02	130		2037	14,90	167	
11	2187	14,32	130		2240	16,66	176	
12	2386	15,64	132		2444	18,47	181	
0	0	0,02	$= 1^{mll}$		0	0,85	$= 55^{mll}$	
12	2386	15,62			2444	18,50		
13	2584	16,96	134		2647	20,37	187	
14	**2783**	Scalen anfangs noch fest, laufen endlich durch.			2851	22,60	223	
15	**2982**	Strecken, Entlasten und Erschüttern.			3055	28,22	562	
16					3259	Scalen laufen durch.		
0								
16								
17								
18					**3666**	Strecken, Entlasten und Erschüttern.		
19								
20								

III. $15^1/_2$ Stunden nach dem Strecken und Erschüttern; $d = 2,48^{cm}$; $l = 15,70^{cm}$; $\varepsilon = 3,251000 \frac{P}{\Delta l}$.

IV. $5^1/_2$ Stunden nach dem Strecken und Erschüttern; $d = 2,45^{cm}$; $l = 16,09^{cm}$; $\varepsilon = 3,416000 \frac{P}{\Delta l}$.

Belastung. Tonnen P.	III. Spannung at.	III. Verlängerung Tausendel cm.	III. Differenz.	III. Mittlerer Elast.-Modul at.	IV. Spannung at.	IV. Verlängerung Tausendel cm.	IV. Differenz.	IV. Mittlerer Elast.-Modul at.
0	0	0			0	0		
1	207	1,42	142		212	1,58	158	
2	414	2,86	144	2,266000	425	3,16	158	2,186000
3	621	4,30	144		657	4,72	156	
4	828	5,74	144		849	6,25	153	
0	0	0,00	$= 0^{mll}$		0	0,00	$= 0^{mll}$	
4	828	5,71			849	6,25		
5	1035	7,16	145		1062	7,81	156	
6	1242	8,62	146		1274	9,41	160	
7	1449	10,10	148		1486	11,04	163	
8	1656	11,58	148		1698	12,77	173	
0	0	0,03	$= 2^{mll}$		0	0,13	$= 8^{mll}$	
8	1656	11,61			1698	12,76		
9	1863	13,12	151		1911	14,46	170	
10	2070	14,70	158		2123	16,26	180	
11	2277	16,34	164		2335	18,13	187	
12	2484	18,07	173		2548	20,01	188	
0	0	0,23	$= 15^{mll}$		0	0,42	$= 26^{mll}$	
12	2484	18,11			2548	20,00		
13	2692	19,81	170		2760	21,85	185	
14	2899	21,63	182		2972	23,80	195	
15	3106	23,63	200		3185	25,88	208	
16	3313	25,75	212		3397	28,00	212	
0	0	0,82	$= 52^{mll}$		0	0,89	$= 55^{mll}$	
16	3313	25,85			3397	27,99		
17	3520	28,01	216		3609	30,11	212	
18	**3727**	31,01	300		3822	32,44	233	
19	3934	Scalen laufen sofort durch.			4034	35,18	274	
20	**4141**	Strecken, Entlasten und Erschüttern.			**4246**	41,53	635	
					0	5,95	$= 370^{mll}$	

bleib. Verlängerung nach ca. 2 Stunden abgelesen.

Tabelle 12. **Rundstab aus Flusseisen, FE 1e.**

(Lab.-Nr. 1850 b; Vers.-Nr. 3238—43—45.)

Belastung. Tonnen P.	I. Im urprünglichen Zustande $d = 2{,}52_5$ cm; $l = 15{,}00$ cm; $\varepsilon = 2{,}994000 \frac{P}{\Delta l}$.				II. 51 Stdn. nach dem Strecken; am Zwischentage erschüttert $d = 2{,}49$ cm; $l = 15{,}36$ cm; $\varepsilon = 3{,}154000 \frac{P}{\Delta l}$.				III. 47 Stdn. nach dem Strecken; am Zwischentage erschüttert $d = 2{,}48$ cm; $l = 15{,}70$ cm; $\varepsilon = 3{,}251000 \frac{P}{\Delta l}$.				IV. 46 Stdn. nach dem Strecken; am Zwischentage erschüttert $d = 2{,}44_5$ cm; $l = 16{,}07$ cm; $\varepsilon = 3{,}426000 \frac{P}{\Delta l}$.			
	Spannung at.	Verlängerung Tausendel cm.	Differenz.	Mittlerer Elast.-Modul at.	Spannung at.	Verlängerung Tausendel cm.	Differenz.	Mittlerer Elast.-Modul at.	Spannung at.	Verlängerung Tausendel cm.	Differenz.	Mittlerer Elast.-Modul at.	Spannung at.	Verlängerung Tausendel cm.	Differenz.	Mittlerer Elast.-Modul at.
0	0	0			0	0			0	0			0	0		
1	200	1,32	132	2,284000	205	1,54	154	2,233000	207	1,47	147	2,229000	213	1,59	159	2,220000
2	399	2,65	133		411	2,95	141		414	2,91	144		426	3,14	155	
3	599	3,98	133		616	4,36	141		621	4,36	145		640	4,66	152	
4	798	5,30	132		821	5,75	139		828	5,79	143		853	6,18	152	
0	0	0,01	$= 1^{mll}$		0	— 0,01	$= -1^{mll}$		0	0,03	$= 2^{mll}$		0	0,00	$= 0^{mll}$	
4	798	5,30			821	5,74			828	5,80			853	6,18		
5	998	6,61	131		1027	7,13	139		1035	7,24	144		1066	7,69	151	
6	1198	7,91	130		1232	8,53	140		1242	8,69	145		1279	9,22	153	
7	1397	9,22	131		1437	9,92	139		1449	10,15	146		1493	10,77	155	
8	1597	10,52	130		1643	11,34	142		1656	11,60	145		1706	12,30	153	
0	0	0,01	$= 1^{mll}$		0	— 0,01	$= -1^{mll}$		0	0,04	$= 3^{mll}$		0	0,01	$= 1^{mll}$	
8	1597	10,52			1643	11,35			1656	11,61			1706	12,31		
9	1796	11,82	130		1848	12,75	140		1863	13,07	146		1919	13,85	154	
10	1996	13,12	130		2053	14,15	140		2070	14,53	146		2132	15,40	155	
11	2196	14,44	132		2259	15,56	141		2277	16,01	148		2345	16,95	155	
12	2395	15,75	131		2464	16,94	138		2484	17,47	146		2559	18,49	154	
0	0	0,03	$= 2^{mll}$		0	— 0,04	$= 3^{mll}$		0	0,07	$= 4^{mll}$		0	0,03	$= 2^{mll}$	
12	2395	15,73			2464	17,00			2484	17,50			2559	18,52		
13	2595	17,04	131		2669	18,37	137		2692	18,96	146		2772	20,06	154	
14	**2794**	18,41	137 Scalen laufen später durch.		2875	19,78	141		2899	20,45	149		2985	21,62	156	
15	**2994**	Streckung und Entlastung.			3080	21,19	141		3106	21,97	152		3198	23,20	158	
16					3285	22,89	170		3313	23,54	157		3412	24,86	166	
0									0	0,13	$= 8^{mll}$		0	0,08	$= 5^{mll}$	
16									3313	23,62			3412	24,91		
17					3491	Erst ziemlich fest, dann laufen Scalen durch.			3520	25,21	159		3625	26,53	162	
18					**3696**	Streckung und Entlastung.			3727	26,95	174		3838	28,23	170	
19									**3934**	28,98	203		4051	30,00	177	
20									**4141**	Scalen laufen durch. Streckung und Entlastung.			**4264**	32,17	217	
0													0	0,40	$= 25^{mll}$ bleib. Verlängerung nach ca. $16^1/_2$ Stund. abgelesen.	

Tabelle 13. **Rundstab aus Flusseisen, FE 1b.**

(Lab.-Nr. 1850a; Vers.-Nr. 3220—21—22—25—26—36.)

Belastung. Tonnen P.	I. Im ursprünglichen Zustande. $d = 2{,}53^{\text{cm}}$; $l = 15{,}00^{\text{cm}}$; $\varepsilon = 2{,}982000 \frac{P}{\Delta l}$.				II. $43\frac{1}{2}$ Stunden nachher; inzwischen 2 × zw. 0 und 4; 4 × zw. 0 und 8; 6 × zw. 0 und 4; 2 × zw. 0 und 8; 8 × zw. 0 und 4 und 5 × zw. 0 und 8t hin- und hergegangen. $d = 2{,}53^{\text{cm}}$; $l = 15{,}00^{\text{cm}}$; $\varepsilon = 2{,}982000 \frac{P}{\Delta l}$.				III. 54 Stunden nach dem Strecken; inzwischen ruhig liegen geblieben, nur unmittelbar vorher 2 × zw. 0 und 4t hin- und hergegangen. $d = 2{,}50_5^{\text{cm}}$; $l = 15{,}43^{\text{cm}}$; $\varepsilon = 3{,}130000 \frac{P}{\Delta l}$.				IV. $44\frac{1}{2}$ Stunden nach dem Strecken; inzwischen ruhig liegen geblieben. $d = 2{,}46_5^{\text{cm}}$; $l = 15{,}81^{\text{cm}}$; $\varepsilon = 3{,}314000 \frac{P}{\Delta l}$.				V. $45\frac{1}{2}$ Stunden nach dem Strecken; inzwischen ruhig liegen geblieben. $d = 2{,}43^{\text{cm}}$; $l = 16{,}22^{\text{cm}}$; $\varepsilon = 3{,}496000 \frac{P}{\Delta l}$.				VI. 10 Tage nach dem vorigen Versuche. $d = 2{,}43^{\text{cm}}$; $l = 16{,}23^{\text{cm}}$; $\varepsilon = 3{,}498000 \frac{P}{\Delta l}$.			
	Spannung at.	Verlängerung Tausendel cm.	Differenz.	Mittlerer Elast.-Modul at.	Spannung at.	Verlängerung Tausendel cm.	Differenz.	Mittlerer Elast.-Modul at.	Spannung at.	Verlängerung Tausendel cm.	Differenz.	Mittlerer Elast.-Modul at.	Spannung at.	Verlängerung Tausendel cm.	Differenz.	Mittlerer Elast.-Modul at.	Spannung at.	Verlängerung Tausendel cm.	Differenz.	Mittlerer Elast.-Modul at.	Spannung at.	Verlängerung Tausendel cm.	Differenz.	Mittlerer Elast.-Modul at.
0	0	0			0	0,01			0	0			0	0			0	0			0	0		
1	199	1,34	134	2,240000	199	1,34	133	2,265000	203	1,41	141	2,201000	210	1,50	150	2,212000	215	1,57	157	2,211000	216	1,52	152	2,276000
2	398	2,68	134		398	2,63	129		406	2,86	145		419	2,98	148		429	3,13	156		433	3,06	154	
3	596	4,01	133		596	3,96	133		609	4,27	141		629	4,47	149		644	4,69	156		649	4,60	154	
4	795	5,33	132		795	5,27	131		811	5,69	142		839	5,95	148		858	6,24	155		866	6,12	152	
0	0	0,07	= 5mll						0	0,13	= 8mll		0	0,19	= 12mll		0	0,12	= 7mll		0	0,04	= 2mll	
4							133		811	5,70			839	5,99			858	6,24			866	6,11		
5					994	6,60		2,260000	1014	7,11	141		1048	7,45	146		1073	7,80	156		1082	7,64	153	
6					1193	7,91	131		1217	8,52	141		1258	8,95	150		1288	9,38	158		1299	9,19	155	
7					1392	9,22	131		1420	9,94	142		1467	10,43	148		1502	10,95	157		1515	10,72	153	
8					1590	10,54	132		1623	11,37	143		1677	11,94	151		1717	12,53	158		1732	12,27	155	
0									0	0,18	= 12mll		0	0,33	= 21mll		0	0,15	= 9mll		0	0,02	= 1mll	
8							131		1623	11,38			1677	11,94			1717	12,55			1732	12,27		
9					1789	11,85			1826	12,82	144		1887	13,44	150		1931	14,15	160				154,5	
10					1988	13,18	133		2048	14,22	140		2097	14,93	149		2146	15,73	158		2164	15,36		
11					2187	14,52	134		2231	15,64	142		2306	16,43	150		2361	17,32	159				155,5	
12					2386	15,87	135		2434	17,07	143		2516	17,93	150		2575	18,92	160		2597	18,47		
0					0	0,04	= 3mll		0	0,25	= 16mll		0	0,40	= 25mll		0	0,17	= 10mll					
12					2386	15,85			2434	17,04			2516	17,94			2575	18,96						
12,5					2485	16,49	64		2536	17,75	71				152				159				152,5	
13					2584	17,20	71		2637	18,49	72		2725	19,46			2790	20,55						
13,5					2684	Scalen laufen durch.			2738	19,20	71				151				159					
14									2840	19,93	73		2935	20,97			3004	22,14			3030	21,52		
0									0	0,27	= 18mll													
14									2840	19,93					156				161					
14,5									2941	20,66	73												153	
15					**2982**	Streckung und Entlastung.			3043	21,40	74		3145	22,53			3219	23,75						
15,5									3144	22,28	82				158				170					
16									3245	23,20	92		3354	24,11			3434	25,45			3463	24,58		
0									0	0,50	= 32mll		0	0,49	= 31mll		0	0,20	= 12mll		0	0,00	= 0mll	
16									3245	23,36			3354	24,15			3434	25,49[1]			3463	24,58		
16,5									3347	24,75	139		3459	24,98	83				162!					
17									3448	Scalen laufen durch.			3564	25,82	84		3648	27,11					155,5	
17,5													3669	26,72	90				166					
18									**3651**	Streckung und Entlastung.			3774	27,70	98		3863	28,77			3896	27,69		
18,5													3878	28,83	113				171				152,5	
19													3983	30,17	134		4077	30,48						
20													**4193**	Streckung und Entlastung.			4292	32,31	183		4329	30,74		
0																		hierauf noch 4 × zw. 0 und 20t hin- und hergegangen.			0	0,00	= 0mll	
20																					4329	30,74		
																						— 0,03		

1) Nachdem in Intervallen 2 × zwischen 0 und 16t hin- und hergegangen, dann ca. 14 Stunden lang gewartet und endlich wieder mit 16t belastet worden war.

Tabelle 14. **Rundstab aus Bessemerstahl**, BS.

(Lab.-Nr. 939b; Vers.-Nr. 3278—82—87.)

Belastung. Tonnen P.	I. Im ursprünglichen Zustande $d = 2{,}50_5^{\text{cm}}$; $l = 15{,}00^{\text{cm}}$; $\varepsilon = 3{,}043000 \frac{P}{\Delta l}$.				II. 69 Stunden nach dem Strecken $d = 2{,}50_5^{\text{cm}}$; $l = 15{,}08^{\text{cm}}$; $\varepsilon = 3{,}059000 \frac{P}{\Delta l}$.				III. ½ Stunde nach dem Strecken $d = 2{,}49^{\text{cm}}$; $l = 15{,}25^{\text{cm}}$; $\varepsilon = 3{,}131000 \frac{P}{\Delta l}$.				IV. 68 Stunden nach dem Strecken $d = 2{,}46^{\text{cm}}$; $l = 15{,}51^{\text{cm}}$; $\varepsilon = 3{,}265000 \frac{P}{\Delta l}$.			
	Spannung at.	Verlängerung Tausendel cm.	Differenz.	Mittlerer Elast.-Modul at.	Spannung at.	Verlängerung Tausendel cm.	Differenz.	Mittlerer Elast.-Modul at.	Spannung at.	Verlängerung Tausendel cm.	Differenz.	Mittlerer Elast.-Modul at.	Spannung at.	Verlängerung Tausendel cm.	Differenz.	Mittlerer Elast.-Modul at.
0	0	0			0	0			0	0			0	0		
1	203	1,47	147		203	1,53	153 1)		205	1,53	153		211	1,52	152	
2	406	2,93	146	2,099000	406	3,05	152 1)	2,078000	411	3,06	153	2,040000	421	3,07	155	2,120000
3	609	4,39	146		609	4,54	149 1)		616	4,60	154		632	4,63	156	
4	811	5,83	144		811	5,98	144 1)		821	6,18	158		842	6,17	156	
0	0	0,07	$= 5^{\text{mll}}$		0	0,10	$= 7^{\text{mll}}$		0	0,07	$= 5^{\text{mll}}$		0	0,07	$= 5^{\text{mll}}$	
4	811	5,82			811	5,99			821	6,06			842	6,17		
5	1014	7,27	145		1014	7,46	147		1027	7,60	154		1053	7,70	153	
6	1217	8,73	146		1217	8,92	146		1232	9,25	165		1263	9,29	159	
7	1420	10,18	145		1420	10,40	148		1437	11,00	175		1474	10,89	160	
8	1623	11,63	145		1623	11,87	147		1643	12,81	181		1684	12,48	159	
0	0	0,08	$= 5^{\text{mll}}$		0	0,17	$= 11^{\text{mll}}$		0	0,50	$= 33^{\text{mll}}$		0	0,23	$= 15^{\text{mll}}$	
8	1623	11,60			1623	11,87			1643	12,74			1684	12,46		
9	1826	13,05	145		1826	13,33	146		1848	14,52	178		1895	14,06	160	
10	2028	14,53	148		2028	14,81	148		2053	16,58	206		2105	15,70	164	
11	2231	16,04	151		2231	16,29	148		2259	18,71	213		2316	17,35	165	
12	2434	17,55	151		2434	17,78	149		2464	21,17	246		2526	19,00	165	
0	0	0,24	$= 16^{\text{mll}}$		0	0,19	$= 13^{\text{mll}}$		0	2,02	$= 132^{\text{mll}}$		0	0,50	$= 32^{\text{mll}}$	
12	2434	17,57			2434	17,76			2464	21,21			2526	18,98		
13	2637	19,10	153		2637	19,24	148		2669	23,73	252		2737	20,63	165	
14	**2840**	20,89	179		2840	20,69	145		2875	26,67	294		2947	22,33	170	
15	3043	Scalen laufen durch.			3043	22,17	148		3080	30,13	346		3158	24,04	171	
16	**3245**	Streckung und Ent-			3245	23,69	152		3285	33,92	379		3368	25,76	172	
0		lastung.					167		0	7,10	$= 466^{\text{mll}}$		0	0,86	$= 56^{\text{mll}}$	
16									3285	34,27			3368	25,76		
17					3448	25,36			3491	38,15	388		3579	27,44	168	
18					**3651**	27,98	262		3696	43,49	534		3790	29,22	178	
19					3854	Scalen laufen durch.			**3901**	50,69	720		4000	31,02	180	
20					**4057**	Streckung und Ent-			4107	Scalen sind zu Ende.			4211	32,83	181	
0						lastung.							0	1,40	$= 90^{\text{mll}}$	
20													4211	32,78		
21													4421	34,70	192	
22													4632	36,58	188	
23													4842	38,55	197	
24									**4928**	Streckung und Ent-			**5053**	40,70	215	
0										lastung.			0	2,37	$= 153^{\text{mll}}$	

1) Der Stab ist wahrscheinlich anfangs etwas krumm, daher auch die grossen bleibenden Verlängerungen. Elasticitäts-Modul zwischen 4 und 15 t berechnet.

Tabelle 15. **Lamelle aus Kupfer**, K 1. (Lab.-Nr. 1940; Vers.-Nr. 3396.)

Belastung. Tonnen P.	I. Im ursprünglichen Zustande Qu. = 6,03 × 1,62 = 9,74 qcm; l = 15,00 cm; $\varepsilon = 1{,}540000 \frac{P}{\Delta l}$.				II. Unmittelbar nach dem vorigen Versuche Qu. = 9,74 qcm; l = 15,00 cm; $\varepsilon = 1{,}540000 \frac{P}{\Delta l}$.				III. Unmittelbar nach d. Strecken Qu. = 6,01 × 1,62 = 9,71 qcm; l = 15,17 cm; $\varepsilon = 1{,}562000 \frac{P}{\Delta l}$.				IV. Unmittelbar nach d. Strecken Qu. = 5,92 × 1,58 = 9,32 qcm; l = 15,87 cm; $\varepsilon = 1{,}703000 \frac{P}{\Delta l}$.			
	Spannung at.	Verlängerung Tausendel cm.	Differenz.	Mittlerer Elast.-Modul at.	Spannung at.	Verlängerung Tausendel cm.	Differenz.	Mittlerer Elast.-Modul at.	Spannung at.	Verlängerung Tausendel cm.	Differenz.	Mittlerer Elast.-Modul at.	Spannung at.	Verlängerung Tausendel cm.	Differenz.	Mittlerer Elast.-Modul at.
0	0	0			0	0			0	0			0	0		
0,25	26	0,32	32		26	0,31	31				34				44,5 }	
0,5	51	0,64	32		51	0,61	30		51	0,68			54	0,89		
0,75	77	0,92	28	1,171000	77	0,89	28	1,213000			33	1,136000			35,5 }	1,109000
1,0	103	1,23	31		103	1,20	31		103	1,34			107	1,60		
0	0	0,01	$= 1^{mll}$		0	− 0,08	$= - 5^{mll}$									
1,0	103	1,21			103	1,20					33				36	
1,25	128	1,53	32		128	1,48	28									
1,5	154	1,83	30		154	1,76	28		154	2,00			161	2,32		
1,75	180	2,17	34		180	2,08	32				35				38	
2,0	205	2,49	32		205	2,40	32		206	2,70			215	3,08		
0	0	0,11	$= 7^{mll}$		0	− 0,03	$= - 2^{mll}$		0	0,09	$= 6^{mll}$		0	0,00	$= 0^{mll}$	
2,0	205	2,50			205	2,41			206	2,70			215	3,02		
2,25	231	2,88	38		231	2,73	32				35				39	
2,5	257	3,22	34		257	3,05	32		257	3,40			268	3,80		
2,75	282	3,54	32		282	3,36	31				35,5				38,5	
3,0	308	3,90	36		308	3,71	35		309	4,11			322	4,57		
0	0	0,22	$= 15^{mll}$		0	− 0,06	$= - 4^{mll}$									
3,0	308	3,90			308	3,70					33				37,5	
3,25	334	4,24	34		334	4,00	30									
3,5	359	4,59	35		359	4,32	32		360	4,77			376	5,32		
3,75	385	4,93	34		385	4,66	34				36				39	
4,0	411	5,34	41		411	4,96	30		412	5,49			429	6,10		
0	0	0,45	$= 30^{mll}$		0	− 0,02	$= - 1^{mll}$		0	0,17	$= 11^{mll}$		0	0,00	$= 0^{mll}$	
4,0	411	5,38			411	4,96			412	5,52			429	6,10		
4.25	436	5,79	41				33				34				38	
4,5	462	6,17	38		462	5,62			463	6,20			483	6,86		
4,75	488	6,59	42				34				34,5				38	
5,0	513	7,09	50		513	6,30			515	6,89			536	7,62		
0	0	0,81	$= 54^{mll}$													
5,0	513	7,11					34				35				40	
5,25	539	7,60	49													
5,5	565	8,05	45		565	6,98			566	7,59			590	8,42		
5,75	590	8,63	58				40				33				39,5	
6,0	616	9,15	52		616	7,78			618	8,25			644	9,21		
0	0	1,61	$= 107^{mll}$		0	0,18			0	0,21	$= 14^{mll}$		0	0,00	$= 0^{mll}$	
6,0					616	7,81			618	8,24			644	9,20		
6,5					667	8,91	55		669	9,01	38,5		697	9,97	38,5	
7,0					719	10,57	83		721	9,74	36,5		751	10.75	39	
7,5					770	13,82	162,5		772	10,51	38,5		805	11,52	38,5	
8,0					821	18,66	242		824	11,32	40,5		858	12,33	40,5	
0									0	0,52	$= 34^{mll}$		0	0,15	$= 10^{mll}$	
8,0									824	11,34			858	12,38		
8,5					873	Scalen laufen durch.			875	12,19	42.5		912	13,20	41	
9,0									927	13,09	45		966	14,01	40,5	
9,5									978	14,19	55		1019	14,92	45,5	
10,0									1030	16,50	115,5		1073	15,80	44	
0									0	2,44	$= 161^{mll}$		0	0,20	$= 13^{mll}$	
10,0					**1027**	Streckung und Entlastung.			1030	17,24			1073	15,75		
10,5									1081	Scalen laufen durch.			1127	16,59	42	
11,0													1180	17,49	45	
11,5													1234	18,41	46	
12,0													1288	19,39	49	
0													0	0,56	$= 35^{mll}$	
12,0													1288	19,42		
12,5													1341	20,39	48,5	
13,0													1395	21,40	50,5	
13,5													1448	22,55	57,5	
14,0													1502	23,87	66	
0													0	1,50	$= 95^{mll}$	
14,0													1502	24,44		
14,5													1556	26,24	90	
15,0									**1545**	Streckung und Entlastung.			1609	28,73	124,5	
15,5													1663	Scalen laufen durch.		

Tabelle 16. **Lamelle aus Kupfer, K 2.** (Lab.-Nr. 1938, Vers.-Nr. 3387—89—91—93.)

Belastung. Tonnen P.	I. Im ursprünglichen Zustande. Qu. = 6,02 × 1,62 cm = 9,71 qcm; l = 15,00 cm; $\varepsilon = 1{,}545000 \frac{P}{\Delta l}$.				II. 18 Stunden nach Beendigen des vorigen Versuches. Qu. = 6,02 × 1,62 = 9,71 qcm; l = 15,00 cm; $\varepsilon = 1{,}545000 \frac{P}{\Delta l}$.				III. 23 Stunden nach dem Strecken. Qu. = 6,00 × 1,62 = 9,69 qcm; l = $15{,}17_5$ cm; $\varepsilon = 1{,}566000 \frac{P}{\Delta l}$.				IV. 24 Stunden nach dem Strecken. Qu. = 5,89 × 1,58 = 9,26 qcm; l = 15,89 cm; $\varepsilon = 1{,}727000 \frac{P}{\Delta l}$.			
	Spannung at.	Verlängerung Tausendel cm.	Differenz pro 0,25t	Mittlerer Elast.-Modul at.	Spannung at.	Verlängerung Tausendel cm.	Differenz pro 0,25t	Mittlerer Elast.-Modul at.	Spannung at.	Verlängerung Tausendel cm.	Differenz pro 0,25t	Mittlerer Elast.-Modul at.	Spannung at.	Verlängerung Tausendel cm.	Differenz pro 0,25t	Mittlerer Elast.-Modul at.
0	0	0			0	0			0	0			0	0		
0,25	26	0,32	32		26	0,37	37				35				38	
0,5	51	0,65	33	1,126000	51	0,66	29	1,146000	52	0,70		1,125000	54	0,76		1,108000
0,75	77	1,01	36		77	0,94	32				32,5				37	
1,0	103	1,36	35		103	1,25	31		103	1,35			108	1,50		
0	0	0,03	= 2mll		0	— 0,02	= — 1mll									
1,0	103	1,34			103	1,30					34,5				39	
1,25	129	1,70	36		129	1,64	34									
1,5	154	2,07	37		154	1,99	35		155	2,04			162	2,28		
1,75	180	2,40	33		180	2,31	32				33				40	
2,0	206	2,79	39		206	2,62	31		206	2,70			216	3,08		
0	0	0,20	= 13mll		0	0,04	= 3mll		0	0,00	= 0mll		0	0,06	= 4mll	
2,0	206	2,85			206	2,67			206	2,70			216	3,03		
2,25	232	3,21	36		232	3,00	33				35,5				40	
2,5	257	3,62	41		257	3.31	31		258	3,41			270	3,83		
2,75	283	4,05	43		283	3,66	35				34,5				39	
3,0	309	4,47	42		309	4,00	34		310	4,10			324	4,61		
0	0	0,56	= 37mll		0	0,01	= 1mll									
3,0	309	4,52			309	4,00					34,5				42,5	
3,25	335	4,96	44		335	4,32	32									
3,5	360	5,43	47		360	4,67	35		361	4.79			378	5,36		
3,75	386	5,93	50		386	5,02	35				35,5				37	
4	412	6,50	57		412	5,36	34		413	5,50			432	6,10		
0	0				0	0,04	= 3mll		0	0,02	= 1mll		0	— 0,02	= — 1mll	
4	412		59		412	5,35			413	5,51			432	6,09		
4,25	438	7,09			438		34,5				35,5				38	
4,5	463	7,67	58		463	6,04			464	6,22			486	6,85		
4,75	489	8,38	71		489		35				36,5				38	
5	515	9,11	73		515	6,74			516	6,95			540	7,61		
5,25	541	9,81	70		541		40				35,5				40,5	
5,5	566	10,70	89		566	7,54			568	7,66			594	8,42		
5,75	592	11,64	94		592		52				37,5				43	
6	618	12,77	113		618	8,58			619	8,41			648	9,28		
0	0	4,66	= 311mll		0	0,58	= 39mll		0	0,11	= 7mll		0	0,01	= 1mll	
6									619	8,44			648	9,28		
6,5									671	9,15	35,5		702	10,08	40	
7									722	9,95	40		756	10,89	40,5	
7,5									774	10,74	39,5		810	11,69	40	
8									826	11,60	43		864	12,58	44,5	
0													0	0,14	= 9mll	
8											44		864	12,60		
8,5									877	12,48			918	13,40	40	
9									929	13,50	51		972	14,23	42	
9,5									980	14,89	69,5		1026	15,10	43,5	
10					**1030**	Streckung und Entlastung.			1032	18,14	162,5		1080	16,01	45,5	
0									0	3,52	= 237mll		0	0,26	= 16mll	
10													1080	15,96		
10,5													1134	16,88	46	
11													1188	17,77	44,5	
11,5													1242	18,78	50,5	
12													1296	19,82	52	
0													0	0,58	= 36mll	
12													1296	19,87		
12,5													1350	20,89	51	
13													1404	22,14	62,5	
13,5													1458	23,54	70	
14													1512	25,27	86,5	
0													0	2,90	= 183mll.	
14													1512	25,90		
14,5													1566	27,97	103,5	
15									**1548**	Streckung und Entlastung.			1620	32,55	229	
15,5													1674	Scalen laufen durch.		

Tabelle 17. **Lamelle aus Kupfer,** K 3. (Lab.-Nr. 1939; Vers.-Nr. 3390—92—94—95.)

Belastung. Tonnen P.	I. Im ursprünglichen Zustande. Qu. = 6,04 × 1,62 = 9,74 qcm; l = 15,00 cm; $\varepsilon = 1{,}540000 \frac{P}{\Delta l}$.				II. 43 Stunden nach Schluss des vorigen Versuches. Querschnitt = 9,74 qcm; l = 15,00 cm; $\varepsilon = 1{,}540000 \frac{P}{\Delta l}$.				III. 44½ Stunden nach dem Strecken. Qu. = 6,00 × 1,61 = 9,63 qcm; l = 15,13 cm; $\varepsilon = 1{,}571000 \frac{P}{\Delta l}$.				IV. 51½ Stunden nach dem Strecken. Qu = 5,87 × 1,58 = 9,24 qcm; l = 15,88 cm; $\varepsilon = 1{,}719000 \frac{P}{\Delta l}$.			
	Spannung at.	Verlängerung Tausendel cm.	Differenz pro 0,25 t	Mittlerer Elast.-Modul at.	Spannung at.	Verlängerung Tausendel cm.	Differenz pro 0,25 t	Mittlerer Elast.-Modul at.	Spannung at.	Verlängerung Tausendel cm.	Differenz pro 0,25 t	Mittlerer Elast.-Modul at.	Spannung at.	Verlängerung Tausendel cm.	Differenz pro 0,25 t	Mittlerer Elast.-Modul at.
0	0	0			0	0			0	0			0	0		
0,25	26	0,34	34				30,5				30,5				35	
0,5	51	0,69	35	1,132000	51	0,61		1,180000	52	0,61		1,130000	54	0,70		1,088000
0,75	77	1,02	33				32				35				36	
1,0	103	1,35	33		103	1,25			104	1,31			108	1,42		
0	0	0,00	= 0 mll													
1,0	103	1,34					30,5				35,5				39	
1,25	128	1,66	32													
1,5	154	2,02	36		154	1,86			156	2,02			162	2,20		
1,75	180	2,33	31				32,5				31				40	
2,0	205	2,65	32		205	2,51			208	2,64			216	3,00		
0	0	0,08	= 5 mll		0	0,10	= 7 mll		0	— 0,02	= — 1 mll		0	0,01	= 1 mll	
2,0	205	2,69			205	2,55			208	2,64			216	3,01		
2,25	231	3,05	36				34				36,5				38	
2,5	257	3,37	32		257	3,23			260	3,37			271	3,77		
2,75	282	3,71	34				33				33				37	
3,0	308	4,04	33		308	3,89			312	4,03			325	4,51		
3,25	334	4,39	35				31				34,5				39	
3,5	359	4,73	34		359	4,51			363	4,72			379	5,29		
3,75	385	5,12	39				32				35				41	
4,0	411	5,44	32		411	5,15			415	5,42			432	6,11		
0					0	0,04	= 3 mll		0	0,00	= 0 mll		0	0,19	= 12 mll	
4,0			37		411	5,19			415	5,42			432	6,10		
4,25	436	5,81					32,5				34				38	
4,5	462	6,18	37		462	5,84			467	6,10			487	6,86		
4,75	488	6,61	43				33								40	
5	513	7,01	40		513	6,50			519	6,81			541	7,66		
0	0	0,39	= 26 mll													
5	513	7,03					34				36,5				41,5	
5,25	539	7,43	40													
5,5	565	7,85	42		565	7,18			571	7,54			595	8,49		
5,75	590	8,35	50				37,5				36,5				40	
6	616	8,85	50		616	7,93			623	8,27			649	9,29		
0	0	0,86	= 57 mll			0,20	= 13 mll		0	0,06	= 4 mll		0	0,32	= 20 mll	
6					616	8,04			623	8,25			649	9,27		
6,5					667	9,10	35		675	9,00	37,5		703	10,09	41	
7					719	10,61	75,5		727	9,73	36,5		758	10,88	39,5	
7,5					770	12,90	114,5		779	10,51	39		812	11,70	41	
8					821	17,47	228,5		831	11,35	42		866	12,51	40,5	
0									0	0,27	= 18 mll		0	0,30	= 19 mll	
8									831	11,31			866	12,45		
8,5					873	Scalen gehen langsam weiter.			883	12,14	41,5		920	13,30	42,5	
9									935	13,07	46,5		974	14,14	42	
9,5									986	14,21	57		1028	14,99	42,5	
10					**1027**	Streckung und Entlastung.			1038	16,23	101		1082	15,79	40	
0									0	2,15	= 142 mll		0	0,39	= 25 mll	
10									1038	16,94			1082	15,80		
10,5									1090	Scalen laufen durch.			1136	16,69	44,5	
11													1190	17,61	46	
11,5													1245	18,59	49	
12													1299	19,53	47	
0													0	0,80	= 50 mll	
12													1299	19,55		
12,5													1353	20,57	51	
13													1407	21,67	55	
13,5													1461	22,89	61	
14													1515	24,37	74	
0													0	2,39	= 151 mll	
14													1515	24,95		
14,5													1569	26,88	96,5	
15									**1558**	Streckung und Entlastung.			1623	31,65	238,5	
15,5													1678	Scalen laufen durch.		

Tabelle 18. **Rundstab aus Rothguss, R 1.**

(Lab.-Nr. 1946d; Vers.-Nr. 3414.)

Belastung. Tonnen P.	I. Im ursprünglichen Zustande $d = 2{,}54_5\,\text{cm}$; $l = 15{,}00\,\text{cm}$; $\varepsilon = 2{,}947000\,\frac{P}{\Delta l}$. Spannung at.	Verlängerung Tausendel cm.	Differenz pro 0,25 t	Mittlerer Elast.-Modul at.	II. Unmittelbar nach dem Strecken $d = 2{,}54_5\,\text{cm}$; $l = 15{,}03\,\text{cm}$; $\varepsilon = 2{,}953000\,\frac{P}{\Delta l}$. Spannung at.	Verlängerung Tausendel cm.	Differenz pro 0,25 t	Mittlerer Elast.-Modul at.	III. Unmittelbar nach dem Strecken $d = 2{,}52\,\text{cm}$; $l = 15{,}24\,\text{cm}$; $\varepsilon = 3{,}054000\,\frac{P}{\Delta l}$. Spannung at.	Verlängerung Tausendel cm.	Differenz pro 0,25 t	Mittlerer Elast.-Modul at.
0	0	0			0	0			0	0		
0,25	49	0,98	98		49	1,00	100		50	0,91	91	
0,5	98	1,82	84		98	1,84	84		100	1,75	84	
0,75	147	2,70	88	846000	147	2,70	86	878000	150	2,61	86	895000
1,0	196	3,57	87		196	3,52	82		200	3,45	84	
0	0	0,01	$= 1^{\text{mll}}$		0	— 0,05	$= -3^{\text{mll}}$		0	— 0,07	$= -5^{\text{mll}}$	
1,0	196	3,56			196	3,52			200	3,37		
1,25	246	4,43	87		246	4,34	82		250	4,21	84	
1,5	295	5,29	86		295	5,17	83		301	5,08	87	
1,75	344	6,14	85		344	5,98	81		351	5,91	83	
2,0	393	6,99	85		393	6,79	81		401	6,78	87	
0	0	0,10	$= 7^{\text{mll}}$		0	— 0,05	$= -3^{\text{mll}}$		0	— 0,13	$= -9^{\text{mll}}$	
2,0	393	7,00			393	6,79			401	6,75		
2,25	442	7,87	87		442	7,61	82		451	7,63	88	
2,5	491	8,72	85		491	8,43	82		501	8,49	86	
2,75	540	9,58	86		540	9,27	84		551	9,37	88	
3,0	589	10,48	90		589	10,12	85		601	10,25	88	
0	0	0,30	$= 20^{\text{mll}}$		0	— 0,04	$= -3^{\text{mll}}$		0	— 0,08	$= -5^{\text{mll}}$	
3,0	589	10,52			589	10,09			601	10,22		
3,25	639	11,40	88		639	10,93	84		651	11,09	87	
3,5	688	12,34	94		688	11,79	86		701	11,99	90	
3,75	737	13,36	102		737	12,68	89		751	12,90	91	
4,0	786	14,44	108		786	13,54	86		802	13,83	93	
0	0				0	— 0,01	$= -1^{\text{mll}}$		0	— 0,06	$= -4^{\text{mll}}$	
4,0	786				786	13,48			802	13,78		
4,25	835	15,65	121		835	14,36	88		852	14,70	92	
4,5	884	17,36	171		884	15,24	88		902	15,67	97	
4,75	933	19,45	209		933	16,16	92		952	16,64	97	
5,0	**982**	22,27	282		982	17,12	96		1002	17,69	105	
0	0	5,89	$= 393^{\text{mll}}$									
5,0												
5,25					1032	18,14	102		1052	18,70	111	
5,5					1081	19,33	119		1102	19,87	117	
5,75					**1130**	21,25	192		1152	21,06	119	
6,0	**1179**	Streckung und Entlastung.			1179	Scalen laufen durch.			1202	22,40	134	
6,25									1252	23,80	140	
6,5									1303	25,53	173	
6,75									**1353**	27,97	244	
7,0					**1375**	Streckung und Entlastung.			1403	Scalen laufen durch.		

Tabelle 19. **Rundstab aus Rothguss, R 2.**

(Lab.-Nr. 1946c; Vers.-Nr. 3405 bis 3407.)

Belastung. Tonnen P.	I. Im ursprünglichen Zustande $d = 2{,}54^{cm}$; $l = 15{,}00^{cm}$; $\varepsilon = 2{,}959000 \frac{P}{\Delta l}$.				II. $17^1/_2$ Stunden nach dem Strecken $d = 2{,}54^{cm}$; $l = 15{,}04^{cm}$; $\varepsilon = 2{,}967000 \frac{P}{\Delta l}$.				III. 21 Stunden nach dem Strecken $d = 2{,}52^{cm}$; $l = 15{,}24^{cm}$; $\varepsilon = 3{,}054000 \frac{P}{\Delta l}$.			
	Spannung at.	Verlängerung Tausendel cm.	Differenz pro 0,25 t	Mittlerer Elast.-Modul at.	Spannung at.	Verlängerung Tausendel cm.	Differenz pro 0,25 t	Mittlerer Elast.-Modul at.	Spannung at.	Verlängerung Tausendel cm.	Differenz pro 0,25 t	Mittlerer Elast.-Modul at.
0	0	0			0	0			0	0		
0,25	49	0,87	87		49	0,89	89		50	0,95	95	
0,5	99	1,72	85	866500	99	1,76	87	866000	100	1,84	89	878000
0,75	148	2,56	84		148	2,62	86		150	2,70	86	
1,0	197	3,40	84		197	3,46	84		200	3,57	87	
0	0	0,00	$= 0^{mll}$		0	0,00	$= 0^{mll}$		0	0,00	$= 0^{mll}$	
1,0	197	3,40			197	3,49			200	3,56		
1,25	247	4,26	86		247	4,35	86		250	4,41	85	
1,5	296	5,10	84		296	5,19	84		301	5,28	87	
1,75	345	5,98	88		345	6,04	85		351	6,15	87	
2,0	394	6,83	85		394	6,87	83		401	7,01	86	
0	0	0,03	$= 2^{mll}$		0	0,01	$= 1^{mll}$		0	— 0,05	$= -3^{mll}$	
2,0	394	6,82			394	6,87			401	6,97		
2,25	444	7,70	88		444	7,71	84		451	7,84	87	
2,5	493	8,58	88		493	8,58	87		501	8,70	86	
2,75	542	9,48	90		542	9,42	84		551	9,58	88	
3,0	592	10,41	93		592	10,29	87		601	10,44	86	
0	0	0,22	$= 15^{mll}$		0	0,01	$= 1^{mll}$		0	— 0,19	$= -13^{mll}$	
3,0	592	10,43			592	10,29			601	10,34		
3,25	641	11,41	98		641	11,14	85		651	11,24	90	
3,5	690	12,51	110		690	12,03	89		701	12,13	89	
3,75	740	13,75	124		740	12,92	89		751	13,06	93	
4,0	789	15,20	145		789	13,82	90		802	13,98	92	
0					0	0,04	$= 3^{mll}$		0	— 0,36	$= -24^{mll}$	
4,0					789	13,76			802	13,78		
4,25	838	16,96	176		838	14,69	93		852	14,70	92	
4,5	888	19,05	209		888	15,61	92		902	15,69	99	
4,75	937	22,16	311		937	16,55	94		952	16,71	102	
5,0	**986**	26,35	419		986	17,55	100		1002	17,77	106	
0					0	0,18	$= 12^{mll}$		0	— 0,48	$= -31^{mll}$	
5,0					986	17,52			1002	17,50		
5,25					1035	18,57	105		1052	18,60	110	
5,5					1085	19,81	124		1102	19,82	122	
5,75					**1134**	21,44	163		1152	21,10	128	
6,0	**1183**	Streckung und Entlastung.			1183	Scalen laufen durch.			1202	22,46	136	
0									0	— 0,31	$= -20^{mll}$	
6,0									1202	22,25		
6,25									1252	23,70	145	
6,5									1303	25,55	185	
6,75									**1353**	28,03	248	
7,0					**1381**	Streckung und Entlastung.			1403	Scalen laufen durch.		

Tabelle 20. **Rundstab aus Rothguss, R 3.**

(Lab.-Nr. 1946b; Vers.-Nr. 3404 und 8.)

Belastung. Tonnen P.	I. Im ursprünglichen Zustande $d = 2{,}55^{cm}$; $l = 15{,}00^{cm}$; $\varepsilon = 2{,}935000 \frac{P}{\Delta l}$. Spannung at.	Verlängerung Tausendel cm.	Differenz pro 0,25 t	Mittlerer Elast.-Modul at.	II. 53 Stdn. nach dem Strecken $d = 2{,}54_5^{cm}$; $l = 15{,}05^{cm}$; $\varepsilon = 2{,}957000 \frac{P}{\Delta l}$. Spannung at.	Verlängerung Tausendel cm.	Differenz pro 0,25 t	Mittlerer Elast.-Modul at.
0	0	0	80	931000	0	0	85	910000
0,25	49	0,80	80		49	0,85	77	
0,5	98	1,60	76		98	1,62	80	
0,75	147	2,36	78		147	2,42	83	
1,0	196	3,14			196	3,25		
0	0	0,02	$= 1^{mll}$		0	— 0,06	$= - 4^{mll}$	
1,0	196	3,16	78		196	3,25	78	
1,25	245	3,94	84		246	4,03	81	
1,5	294	4,78	85		295	4,84	82	
1,75	342	5,63	85		344	5,66	80	
2,0	591	6,48			393	6,46		
0	0	0,23	$= 15^{mll}$		0	— 0,05	$= - 3^{mll}$	
2,0	591	6,51	87		393	6,47	81	
2,25	440	7,38	92		442	7,28	81	
2,5	489	8,30	95		491	8,09	84	
2,75	538	9,25	102		540	8,93	84	
3,0	587	10,27			589	9,77		
0					0	— 0,02	$= - 1^{mll}$	

Belastung. Tonnen P.	I. Im ursprünglichen Zustande $d = 2{,}55^{cm}$; $l = 15{,}00^{cm}$; $\varepsilon = 2{,}935000 \frac{P}{\Delta l}$. Spannung at.	Verlängerung Tausendel cm.	Differenz pro 0,25 t	Mittlerer Elast.-Modul at.	II. 53 Stdn. nach dem Strecken $d = 2{,}54_5^{cm}$; $l = 15{,}05^{cm}$; $\varepsilon = 2{,}957000 \frac{P}{\Delta l}$. Spannung at.	Verlängerung Tausendel cm.	Differenz pro 0,25 t	Mittlerer Elast.-Modul at.
3,0			107	931000	589	9,74	82	910000
3,25	636	11,34	117		639	10,56	86	
3,5	685	12,51	127		688	11,42	87	
3,75	734	13,78	148		737	12,29	93	
4,0	783	15,26			786	13,22		
0			172		0	0,03	$= 2^{mll}$	
4,0					786	13,11	87	
4,25	832	16,98	214		835	13,98	89	
4,5	881	19,12	280		884	14,87	92	
4,75	929	21,92	388		933	15,79	98	
5,0	978	25,80			982	16,77		
0					0	0,18	$= 12^{mll}$	
5,0					982	16,74	103	
5,25					1032	17,77	132	
5,5					1081	19,09	211	
5,75					1130	21,20		
6,0	**1174**	Streckung und Entlastung.			1179	Scalen laufen durch.		

Berechnung eines Ketten-Balkenträgers auf Grund der Deformationen der einzelnen Fachwerkstäbe.

Von

R. Krohn,

Ingenieur und Docent an der k. technischen Hochschule zu Aachen.

Einen Träger, wie solcher in Fig. 1 verzeichnet ist, pflegte man früher nicht als einheitliches Fachwerk, sondern als combinirtes System, bestehend aus Kette und Balken, aufzufassen. Die sich aus dieser Auffassung ergebende Berechnung war naturgemäss die folgende. Auf den Balken wirke vertical abwärts eine Einzellast G. Infolge dessen wird der Balken eine Durchbiegung nach unten erleiden. Diese Durchbiegung bedingt Zugspannungen in den Hängestangen; es werden also dadurch Kräfte P (Fig. 1) hervorgerufen, welche bezüglich des Balkens aufwärts, bezüglich der Kette abwärts wirken. Man bestimmte nun die Durchbiegung des Balkens unter Einfluss der Last G und der aufwärts wirkenden Kräfte P, sowie die Senkung der Kette unter Einfluss der abwärts wirkenden Lasten P und setzte die Durchbiegung des Balkens gleich der

Senkung der Kette. Aus dieser Bedingungsgleichung ergab sich die Grösse der Lasten P, und konnte sodann jedes der beiden Theilsysteme — die Kette und der Balken — für sich berechnet werden.

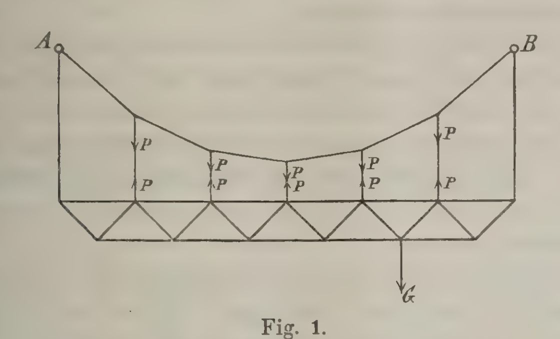


Fig. 1.

Es führte diese Auffassung zu mancherlei Missdeutungen und Zweifeln. Sind beispielsweise die Hängestangen in gleichen Entfernungen angeordnet und liegen die Knotenpunkte der Kette auf einer Parabel, so müssen — wie aus den Gleichgewichtsbedingungen für die Kette nothwendig folgt — die Lasten P sämmtlich einander gleich werden. Infolge dessen müssen symmetrisch gelegene Knotenpunkte der Kette sich um die gleichen Strecken senken. Die für den Balken aufwärts wirkenden Kräfte P werden eine symmetrische Durchbiegung desselben nach oben hervorrufen, während die einseitig angreifende Last G eine unsymmetrische Durchbiegung nach unten zur Folge hat. Während die Kette sich also symmetrisch senkt, wird der Balken sich unsymmetrisch durchbiegen. Es ist also nicht möglich, dass die Senkung der Kette in allen Knotenpunkten die nämliche sei wie die des Balkens.

Exact zutreffend kann diese Auffassung also keinenfalls sein.

Nimmt man diese Auffassung als angenähert richtig an, so fragt es sich noch, die Durchbiegung welcher Knotenpunkte von Kette und Balken man einander gleich setzen soll, die des Angriffspunktes der Last G oder die Knotenpunkte von Balken- und Kettenmitte.

Der Widerspruch, welchen diese Auffassung des Systems liefert, rührt daher, dass man die horizontalen Verschiebungen der Knotenpunkte von Kette und Balken gegen einander nicht berücksichtigt. Diese Verschiebungen aber zu ermitteln und in die Rechnung einzuführen, ist recht weitläufig und thatsächlich überflüssig, wenn man das ganze System nicht als ein combinirtes, sondern als ein einheitliches Fachwerksystem auffasst.

Hat ein Fachwerk n Knotenpunkte, so kann man zur Bestimmung der Stabspannungen um jeden Knotenpunkt einen Schnitt führen; es müssen dann an jedem Knotenpunkte die Spannungen der geschnittenen Stäbe mit den etwa in diesem Punkte wirkenden äusseren Kräften sich das Gleichgewicht halten. Da die Kräfte sämmtlich durch einen Punkt hindurch gehen, so werden für jeden Knotenpunkt zwei Gleichgewichtsbedingungen existiren — bei n Knotenpunkten also im Ganzen $2n$ Gleichungen. Es ist hierbei vorausgesetzt, dass die äusseren Kräfte unter sich im Zustande des Gleichgewichtes sind. Jene $2n$ Gleichungen müssen also nicht nur die Stabspannungen liefern, sondern auch noch die drei unbekannten Grössen, welche für das Gleichgewicht der äusseren Kräfte erforderlich sind. Besitzt das Fachwerk m Stäbe, so sind also im Ganzen $m + 3$ Unbekannte vorhanden, und nur wenn diese Zahl mit der Anzahl der Gleichungen übereinstimmt, also

$$2n = m + 3 \quad \ldots \ldots \quad (1)$$

ist, kann das Fachwerk in sich statisch bestimmt sein, d. h. nur dann ist es möglich, für beliebige im Gleichgewicht befindliche äussere Kräfte die Stabspannungen mit Hülfe der einfachen Gesetze der Statik eindeutig zu ermitteln.

Zählt man nun bei dem in Fig. 1 dargestellten Systeme die Anzahl der Knotenpunkte und diejenige der Stäbe, so findet man, dass obige Gleichung (1) nicht erfüllt ist; es ist ein Stab zu wenig vorhanden. Fügt man diesen Stab noch hinzu, etwa in der Weise wie Fig. 2 zeigt, so erhält man thatsächlich ein in

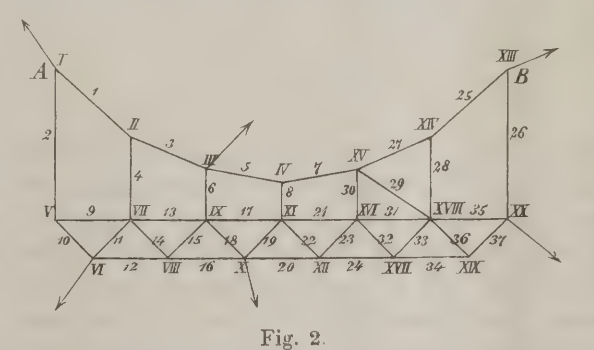


Fig. 2.

sich statisch bestimmtes Fachwerksystem, dessen Stabspannungen für beliebige im Gleichgewicht befindliche äussere Kräfte mit Hülfe der statischen Gesetze eindeutig bestimmt werden können. Es lassen sich die Spannungen in der Reihenfolge, wie die Nummern der verschiedenen Stäbe in Fig. 2 andeuten, analytisch oder graphisch ermitteln. Die römischen Nummern der Knotenpunkte zeigen an, in welcher Reihenfolge die Schnitte um die verschiedenen Knotenpunkte zu führen sind.

Man erkennt jedoch leicht — am übersichtlichsten aus der graphischen Darstellung der Spannungen — dass, so lange die Lasten an den Knotenpunkten der

Kette nur vertical abwärts wirken und die Horizontalcomponenten der äusseren Kräfte bei A und B einander gleich sind, die Spannung im Stabe 29 stets gleich Null sein wird. Lässt man diesen Stab fort, so erhält man also ein System, welches, so lange die primären äusseren Kräfte nur in verticaler Richtung wirken, sich stets im labilen Gleichgewicht befinden wird.

Es fragt sich, was wird aus diesem System, wenn an den Knotenpunkten des Balkens äussere Kräfte wirken, welche eine horizontale Componente haben (z. B. bei überfahrenden Eisenbahnzügen, die durch die rollende Reibung hervorgerufenen Kräfte).

Das System wird sich naturgemäss deformiren, bis eine neue Gleichgewichtslage erreicht ist. Eine solche Deformation ist in Fig. 3 angedeutet. Man erkennt, dass durch die Deformation die Entfernung der Knotenpunkte A und B geändert wird. Es liegt also der

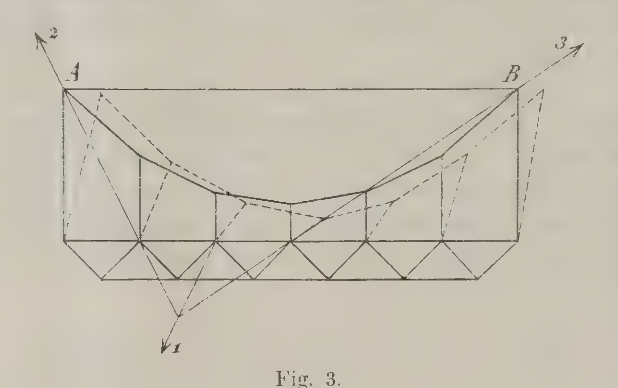


Fig. 3.

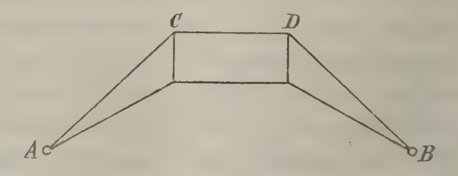
Gedanke nahe, dass das System durch Einschaltung eines Stabes AB (oder einer Pfeilerwirkung, welche diesen Stab ersetzt) zu einem statisch bestimmten gemacht werden kann. Ein solches Fachwerksystem mit einem Stabe AB sei einer genaueren Prüfung unterzogen. Das System befinde sich unter Einwirkung der äusseren Kräfte 1, 2 und 3 (Fig. 3), welche unter sich im Gleichgewicht sein mögen. Die Kräfte 2 und 3 haben verschieden grosse Horizontalcomponenten. Die Spannung des Stabes AB ist zu diesen beiden Horizontalcomponenten hinzu zu addiren. Die Gleichgewichtslage der Kette erfordert, dass die Horizontalkräfte bei A und B einander gleich werden. Das ist aber nur dann möglich, wenn die Spannung in AB unendlich gross wird; bei jedem endlichen Werth dieser Spannung würden die Horizontalkräfte bei A und B verschieden gross ausfallen. Aus dieser Betrachtung folgt: ist das System bei A und B befestigt und wirken äussere Kräfte mit horizontaler Componente auf dasselbe ein, so wird entweder ein Nachgeben der Befestigungspunkte und infolge dessen ein Schwanken der Brücke eintreten, oder es würde — falls die Kämpferpunkte wirklich absolut fest wären — die Spannung in der Kette unendlich gross werden und ein Zerreissen derselben die Folge sein.[1])

Man erkennt hieraus die Nothwendigkeit, für den Balken einen weiteren festen Punkt zu schaffen, welcher im Stande ist, horizontalen Componenten der äusseren Kräfte einen Gegendruck zu leisten. Nur dadurch kann thatsächlich das Schwanken der Brücke vermieden, eventuell einer Ueberanstrengung der Kette vorgebeugt werden.

Nachdem die inneren Verhältnisse des in Rede stehenden Fachwerkes klar gelegt sind, soll zur Berechnung desselben übergegangen werden. Hierbei sind immer nur vertical wirkende Lasten für die Ebene des Systems anzunehmen und für diese ist, wie oben bemerkt, das System stets im labilen Gleichgewicht. Sind also sämmtliche äussere Kräfte bekannt, so können die Spannungen in den einzelnen Stäben mit Hülfe der Gesetze der Statik ermittelt werden.

Zur Bestimmung der secundären äusseren Kräfte (der Pfeilerreactionen) an den Aufhängepunkten A und B sind zunächst nur zwei Bedingungen gegeben, nämlich die, dass das Moment der äusseren Kräfte in den Punkten A und B Null ist. Als dritte Bedingung sei, wie bei allen derartigen Systemen, die Voraussetzung eingeführt, dass die Aufhängepunkte bei A und B in horizontaler Richtung sich um eine gewisse gegebene Strecke gegen einander verschieben, eventuell dass diese Verschiebung Null sei. Aus den ersten beiden Bedingungen lassen sich die Verticalcomponenten der

1) Derartige Erscheinungen treten auch bei anderen labilen Fachwerksystemen auf. Nachverzeichnetes System mit imaginärem Gelenk im Unendlichen ist, wenn man sich einen Stab AB eingeschaltet denkt (oder eine diesen Stab ersetzende Pfeilerreaction annimmt), seiner Form nach eindeutig bestimmt. Für jede Belastung muss dann das Seilpolygon durch die beiden Kämpfer-



punkte A und B, sowie durch den in der Richtung CD im Unendlichen liegenden imaginären Gelenkpunkt hindurchgehen. Ist die Belastung symmetrisch, so wird diese Bedingung immer erfüllt sein. Wenn hingegen die Belastung unsymmetrisch ist, so kann der Bedingung nur bei unendlich grosser Poldistanz (Horizontalschub) genügt werden. Jede unsymmetrische Belastung erzeugt also unendlich grosse Spannungen im System.

Reactionen, aus der dritten Bedingung die Horizontalcomponente derselben ermitteln.

Der Rechnungsgang zur Bestimmung des Horizontalzuges ist der folgende. Man denkt sich den Träger am rechtsseitigen Pfeiler starr befestigt, während das linksseitige Ende desselben frei ist. Einer gegebenen Belastung entspricht eine unbekannte Horizontalkraft H. Es wird für jeden Stab die Spannung und die infolge dessen auftretende Längenänderung desselben ermittelt; in den Ausdrücken hierfür wird die Unbekannte H vorkommen. Jede Längenänderung eines Stabes ruft eine horizontale Verschiebung des linksseitigen Aufhängepunktes gegen den rechtsseitigen hervor; diese Verschiebungen werden sämmtlich addirt und die Summe gleich der wirklich auftretenden Verschiebung, eventuell gleich Null gesetzt. Aus dieser Gleichung folgt die Grösse des Horizontalzuges.

Kettenstäbe.

Ein Kettenstab CD von der Länge λ und unter dem Winkel α gegen die Horizontale geneigt, dehne sich unter Einfluss der äusseren Kräfte um die Strecke $\Delta\lambda$ aus; dadurch rückt der Punkt D nach D_1. Man wird nun die neue Lage des Punktes D finden, indem man von C aus mit CD_1 und von E aus mit ED einen Kreisbogen schlägt und diese Kreisbogen zum

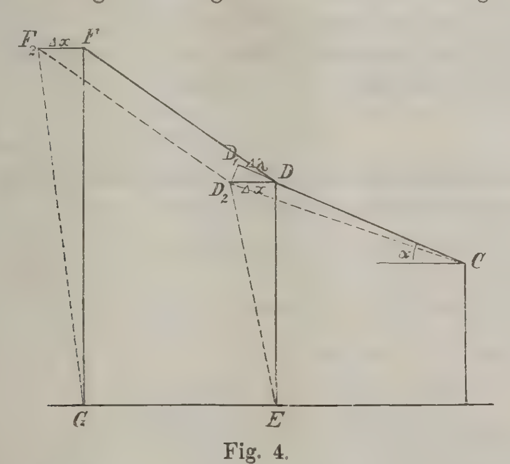


Fig. 4.

Schnitt bringt. Da die Deformationen immer nur sehr klein sind, so können die Kreisbogen mit ihren Tangenten vertauscht werden. Errichtet man also in D_1 die Senkrechte zu CD_1 und in D die Senkrechte zu DE, so erhält man als Schnittpunkt dieser beiden Normalen den gesuchten Punkt D_2.

Die Strecke DD_2, also die horizontale Verschiebung des Punktes D ist:

$$\Delta x = \frac{\Delta\lambda}{\cos\alpha}.$$

Man sucht nunmehr die neue Lage des folgenden Kettenpunktes F. Zu diesem Zwecke errichtet man in F die Senkrechte zu FG und trägt die Länge DF von D_2 aus ab; dadurch erhält man den Punkt F_2. Da FF_2 parallel zu DD_2 ist und D_2F_2 gleich DF gemacht wurde, so ist DD_2F_2F ein Parallelogramm und folglich

$$FF_2 = DD_2.$$

Denkt man sich die Construction der folgenden Kettenpunkte in dieser Weise fortgesetzt, so erkennt man leicht, dass sämmtliche Punkte sich um die nämliche Strecke in horizontalem Sinne verschieben und dass demnach auch die Verschiebung des Aufhängepunktes infolge der Deformation des Stabes CD

$$\Delta x = \frac{\Delta\lambda}{\cos\alpha} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (2)$$

ist.

Die Spannung im Kettengliede CD beträgt:

$$S = \frac{H}{\cos\alpha},$$

wenn mit H der Horizontalzug bezeichnet wird. Ist Ω der Querschnitt des Stabes und E der Elasticitätsmodul des Materials, so wird:

$$\Delta\lambda = \frac{S\lambda}{E\Omega} = \frac{H\lambda}{E\Omega\cos\alpha}$$

und demnach

$$\Delta x = \frac{H\lambda}{E\Omega\cos^2\alpha} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (3)$$

Hängestangen.

Die Hängestange CD (Fig. 5) von der Länge λ dehne sich unter Einfluss der äusseren Kräfte um die Strecke

$$DD_1 = \Delta\lambda$$

aus.

Die neue Lage des Punktes D erhält man, indem man in D_1 die Senkrechte zu CD_1 und in D die Senkrechte zu DE errichtet. Der Schnittpunkt D_2 dieser beiden Geraden ist der gesuchte Punkt. Der folgende Kettenpunkt F geht in die Lage F_2 über. Um den Punkt F_2 zu finden, errichtet man in F die Senkrechte zu FG und trägt die Länge DF von D_2 aus ab.

Der Stab DF führt demnach eine Bewegung aus, deren Momentancentrum im Punkte J (Fig. 5) liegt, denn: DD_2 ist senkrecht zu DE und FF_2 senkrecht zu FG; der Schnittpunkt der Richtungen DE und FG ist demnach der augenblickliche Drehpunkt.

Es soll der Winkel φ ermittelt werden, um welchen sich der Stab dreht. Durch D ziehe man zu diesem Zwecke die horizontale Hülfslinie DK; dann

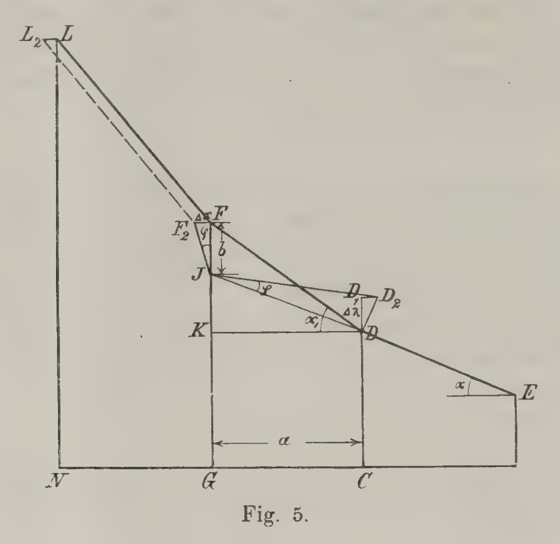


Fig. 5.

folgt aus der Aehnlichkeit der beiden Dreiecke DKJ und DD_1D_2

$$\frac{DD_2}{DJ} = \frac{DD_1}{DK}$$

oder

$$\varphi = \frac{\varDelta\lambda}{a}.$$

Bezeichnet man die Strecke JF mit b, so verschiebt sich der Punkt F in horizontalem Sinne um

$$FF_2 = \varDelta x = b\varphi \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (4)$$

Die Winkel, welche die angrenzenden Kettenstücke mit der Horizontalen einschliessen, seien α und α_1; dann ist, wie leicht aus Fig. 5 zu ersehen

$$b = a(tg\,\alpha_1 - tg\,\alpha).$$

Setzt man diesen Werth und gleichzeitig den oben für φ ermittelten Werth in die Gleichung (4) ein, so erhält man:

$$\varDelta x = \varDelta\lambda(tg\,\alpha_1 - tg\,\alpha).$$

Die Verschiebung des Kettenpunktes L erhält man, indem man in L die Senkrechte auf LN errichtet und F_2L_2 gleich FL macht. Es ergiebt sich dadurch ein Parallelogramm FF_2L_2L, und man erkennt, dass die Verschiebung LL_2 gleich der Verschiebung FF_2 ist. Die entsprechende Construction könnte man für alle folgenden Kettenpunkte ausführen; in jedem Punkte, also schliesslich auch im Aufhängepunkte wird die Horizontalverschiebung infolge der Verlängerung der Hängestange CD die nämliche Grösse

$$\varDelta x = \varDelta\lambda(tg\,\alpha_1 - tg\,\alpha)$$

haben.

Die Spannung des Stabes CD ist:

$$S = H(tg\,\alpha_1 - tg\,\alpha).$$

Bezeichnet wieder E den Elasticitätsmodul und Ω den Querschnitt der Stange, so ergiebt sich die Verlängerung derselben zu

$$\varDelta\lambda = \frac{H(tg\,\alpha_1 - tg\,\alpha)\lambda}{E\Omega}.$$

Setzt man diesen Werth in die Gleichung für $\varDelta x$ ein, so erhält man:

$$\varDelta x = \frac{H(tg\,\alpha_1 - tg\,\alpha)^2\lambda}{E\Omega} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (5)$$

Diese Gleichung liefert keinen Werth für die Hängestangen an den Enden des Trägers. Für diese Stäbe ist eine besondere Untersuchung erforderlich. Es sei die Stange am linksseitigen Aufhängepunkte betrachtet.

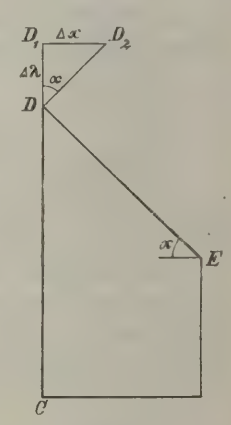


Fig. 6.

Der Stab CD von der Länge λ dehne sich um die Strecke $DD_1 = \varDelta\lambda$ aus. Die neue Lage des Punktes D wird gefunden, indem man in D_1 die Senkrechte auf CD und in D die Senkrechte auf DE errichtet. Der Durchschnittspunkt D_2 der beiden Normalen liefert den gesuchten Punkt. Die Horizontalverschiebung von D ist, wie aus Fig. 6 zu ersehen,

$$\varDelta x = -\varDelta\lambda \,.\, tg\,\alpha.$$

Die Spannung S des fraglichen Stabes erhält man aus den beiden Bedingungen, dass

$$S + S_1 \sin\alpha = V$$

und

$$S_1 \cos\alpha = H$$

sein muss. Es ergiebt sich:

$$S = V - H\,tg\,\alpha \quad . \quad . \quad (6)$$

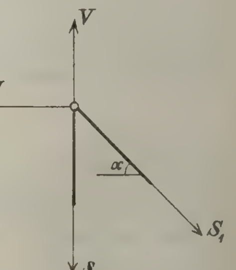


Fig. 7.

Demnach ist die Verlängerung der Stange CD

$$\varDelta\lambda = \frac{(V - H\,tg\,\alpha)\,.\,\lambda}{E\Omega}.$$

Setzt man diesen Werth in die Gleichung für $\varDelta x$ ein, so erhält man

$$\varDelta x = H \,.\, \frac{\lambda\,tg^2\,\alpha}{E\Omega} - V\frac{\lambda\,tg\,\alpha}{E\Omega} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (7)$$

Für die Hängestange am rechtsseitigen Auflager ergiebt sich naturgemäss der nämliche Ausdruck für

$\varDelta x$, nur dass hier statt V der Werth V', d. i. die Verticalcomponente des Auflagerzuges am rechtsseitigen Pfeiler einzuführen ist.

Ist die Kette symmetrisch angeordnet, sind also die Werthe λ, Ω und der Winkel α an beiden Seiten die nämlichen, so wird die relative Horizontalverschiebung der Kämpfer gegen einander infolge der Längenänderungen der beiden Endhängestangen

$$\varDelta x = 2\,H.\frac{\lambda . tg^2 \alpha}{E\Omega} - (V + V')\frac{\lambda\, tg\, \alpha}{E\Omega}$$

sein. Besteht die Belastung aus einer Einzellast G, so wird noch

$$V + V' = G,$$

also:

$$\varDelta x = 2\,H\frac{\lambda\, tg^2 \alpha}{E\Omega} - G\frac{\lambda\, tg\, \alpha}{E\Omega}.$$

Sind die Enden des Balkens besonders unterstützt, so dass derselbe nicht nur gegen horizontale Verschiebungen gesichert ist, sondern auch an den Enden des Balkens eine Lagenänderung in verticaler Richtung verhindert wird, so kann man diese Thatsache dadurch berücksichtigen, dass man in der Rechnung die Endhängestangen als unelastisch annimmt. In diesem Falle — und derselbe wird wohl der gewöhnlich zutreffende sein — ist also die Horizontalverschiebung der Kämpfer infolge der Deformation der Endhängestangen gleich Null zu setzen.

Der Auflagerpunkt des Balkens wird dann genau in einer Entfernung vom Aufhängepunkte der Kette anzuordnen sein, welche dem spannungslosen Zustande des Fachwerksystems entspricht.

Es ist zu beachten, dass die Spannungen in den Endhängestangen sowohl Zug- wie Druckspannungen sein können [siehe Gleichung (6)]. Bei gewissen Belastungen wird also der Balken die Tendenz haben, sich an seinen Endpunkten vom Auflager abzuheben.

Obergurtstäbe des Balkens.

Der Obergurtstab CD (Fig. 8) des Balkens dehne sich um die Strecke $DD_1 = \varDelta\lambda$ aus. Die neue Lage des Punktes D erhält man, indem man in D_1 die Normale auf CD und in D die Normale auf DE errichtet. Der Schnittpunkt D_2 der beiden Normalen liefert den gesuchten Punkt. Die Lage des Knotenpunktes F nach der Deformation ergiebt sich, indem man in F die Senkrechte zu EF errichtet und die Länge DF von D_2 aus nach F_2 abträgt. Aus den Bewegungsrichtungen der beiden Punkte D und F erkennt man, dass das Momentancentrum der Bewegung der Knotenpunkt E ist.

Es sei zunächst angenommen, die Winkel zwischen den Hängestangen und den Obergurtstäben des Balkens seien unveränderlich. Man kann sich etwa vorstellen,

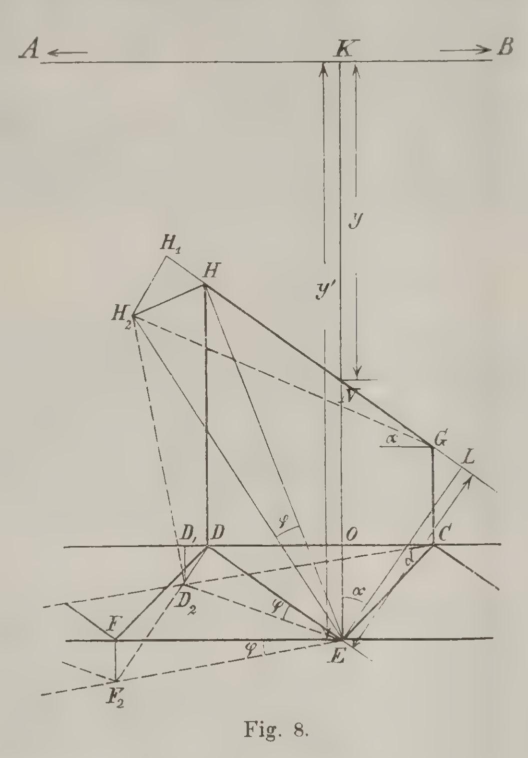


Fig. 8.

das Kettenglied GH sei durchschnitten und der linksseitige Theil des Systems mache — in sich absolut starr — die Bewegung um den Drehpunkt E mit. Ist φ der Winkel, um welchen sich das System infolge der Längenänderung des Stabes CD dreht, so würde unter

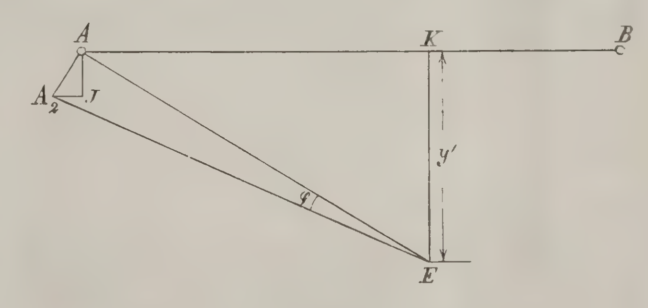


Fig. 9.

dieser Voraussetzung der linksseitige Aufhängepunkt A eine Horizontalverschiebung ausführen, welche, wie aus der Aehnlichkeit der beiden Dreiecke AEK und AA_2J (Fig. 9) folgt:

$$A_2J = \frac{AA_2}{AE}.EK = \varphi . y'$$

wäre, wenn y' die Ordinate des Drehpunktes E von der Horizontalen AB aus gemessen bezeichnet.

Bei dieser Bewegung würde der Kettenpunkt H (Fig. 8) nach H_2 rücken. Diese Lagenveränderung setzt eine Verlängerung des Kettengliedes GH voraus, welche man finden kann, indem man von H_2 aus die Senkrechte auf die Richtung GH fällt; die Strecke HH_1 giebt die Verlängerung an.

Von E aus sei die Senkrechte auf die Richtung GH gefällt; der Fusspunkt sei L. Die Länge EL sei mit d bezeichnet. Aus der Aehnlichkeit der beiden Dreiecke ELH und HH_1H_2 folgt:

$$HH_1 = \frac{HH_2}{EH} . EL = \varphi . d.$$

Da nun eine solche Verlängerung des Kettengliedes GH thatsächlich nicht stattfindet, so wird zu der oben berechneten Verschiebung des Aufhängepunktes A noch eine weitere hinzuzufügen sein, welche einer Verkürzung des Kettengliedes um die Strecke $HH_1 = \varphi d$ entspricht.

Nach Gleichung (2) ist diese Verschiebung

$$-\frac{\varphi d}{\cos \alpha},$$

wenn α den Winkel zwischen GH und der Horizontalen bezeichnet.

Demnach ist die Gesammtverschiebung des Aufhängepunktes A infolge der Verlängerung des Obergurtstabes CD

$$\Delta x = \varphi \left(y' - \frac{d}{\cos \alpha} \right).$$

Die Bedeutung des Ausdruckes $y' - \frac{d}{\cos \alpha}$ ist aus Fig. 8 leicht zu erkennen. Zieht man nämlich durch den Drehpunkt E die Verticale und schneidet diese mit der Kette in N, so ist die Entfernung des Punktes N von der Horizontalen AB

$$y = y' - \frac{d}{\cos \alpha},$$

so dass

$$\Delta x = \varphi y \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (8)$$

gesetzt werden kann.

Um die Grösse des Winkels φ zu ermitteln, fälle man von E aus die Senkrechte auf den fraglichen Stab CD. Aus der Aehnlichkeit der beiden Dreiecke EOD und DD_1D_2 (Fig. 8) folgt dann:

$$\frac{DD_2}{DE} = \frac{DD_1}{OE}$$

oder

$$\varphi = \frac{\Delta \lambda}{\eta},$$

wenn mit η der Hebelarm des fraglichen Stabes bezüglich des diesem Stabe conjugirten Drehpunktes bezeichnet wird.

Setzt man diesen Werth in Gleichung (8) ein, so erhält man:

$$\Delta x = \frac{\Delta \lambda}{\eta} . y \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (9)$$

Die Spannung des Obergurtstabes CD ergiebt sich folgendermaassen. Das Moment der äusseren Kräfte bezüglich des Drehpunktes E ist:

$$M = Vx - R\xi - Hy'.$$

Bezeichnet man das Moment, welches bei der nämlichen Belastung bei einem einfachen Balkenträger auf

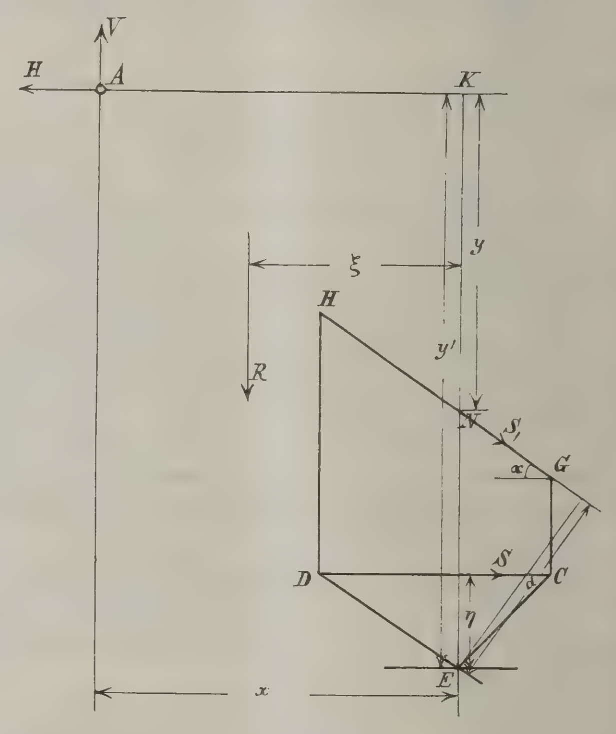


Fig. 10.

zwei Stützen im Punkte E auftreten würde, mit $[M]$, so kann man noch schreiben:

$$M = [M] - Hy'.$$

Die Spannungen S und S_1 (Fig. 10) haben bezüglich des Drehpunktes E das Moment:

$$S\eta + S_1 d,$$

so dass also:

$$S\eta + S_1 d + [M] - Hy' = 0 \quad . \quad . \quad . \quad (10)$$

sein muss. Die Spannung S_1 im Kettengliede GH ist:

$$S_1 = \frac{H}{\cos \alpha}.$$

Setzt man diesen Werth in Gleichung (10) ein, so erhält man:

$$S\eta = -[M] + H\left(y' - \frac{d}{\cos \alpha} \right),$$

oder, wenn man wieder die Entfernung des Punktes N von der Horizontalen AB mit y bezeichnet:

$$S = -\frac{[M]}{\eta} + \frac{Hy}{\eta} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (11)$$

Die Verlängerung $\Delta\lambda$ des fraglichen Stabes CD ist:

$$\Delta\lambda = S \cdot \frac{\lambda}{E\Omega}$$

und wenn hierin der Werth für S eingesetzt wird:

$$\Delta\lambda = -[M]\frac{\lambda}{E\Omega\eta} + Hy \cdot \frac{\lambda}{E\Omega\eta}.$$

Dieser Ausdruck für $\Delta\lambda$ sei in Gleichung (9) eingeführt, dann erhält man schliesslich:

$$\Delta x = -[M]y \cdot \frac{\lambda}{E\Omega\eta^2} + Hy^2\frac{\lambda}{E\Omega\eta^2} \quad . \quad . \quad (12)$$

Untergurtstäbe des Balkens.

In ganz analoger Weise wie für einen Obergurtstab ergiebt sich auch für die relative Horizontalverschiebung der Aufhängepunkte infolge der Längenänderung eines Untergurtstabes der Werth

$$\Delta x = -[M]y\frac{\lambda}{E\Omega\eta^2} + Hy^2\frac{\lambda}{E\Omega\eta^2}.$$

Hierin bedeutet dann entsprechend $[M]$ das Moment, welches die Belastung bei einem Balkenträger auf zwei Stützen in dem, einem Untergurtstab conjugirten

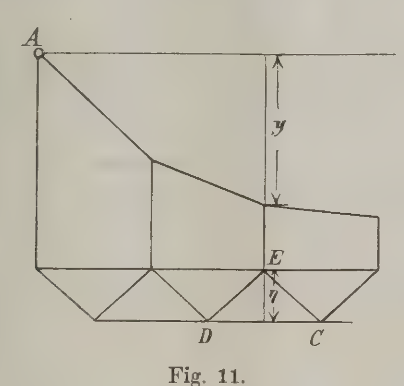


Fig. 11.

Drehpunkt hervorbringen würde; y und η sind die aus Fig. 11 ersichtlichen Werthe. Die Länge λ und der Querschnitt Ω beziehen sich dann natürlich auf den Untergurtstab CD.

Füllungsglieder des Balkens.

Die Gleichung (12) behält auch für die Füllungsglieder ihre Gültigkeit. Der Werth y hat in diesem Falle folgende Bedeutung. Man denke sich durch den fraglichen Stab CD einen verticalen Schnitt geführt; dieser Schnitt treffe das Kettenglied GH. Die Richtungslinie des letzteren werde bis zu der durch den Drehpunkt E hindurchgehenden Verticalen verlängert.

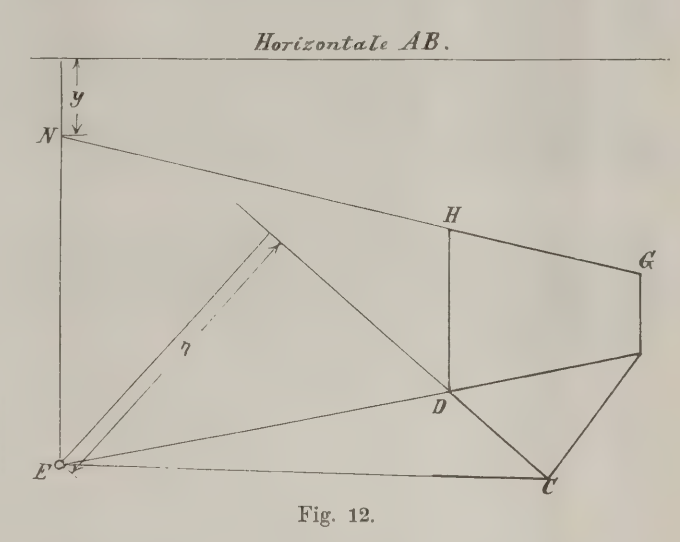


Fig. 12.

Die Entfernung des Schnittpunktes N von der Horizontalen AB ist der Werth y. Man erkennt, dass y eventuell negativ werden kann.

Es ist noch erforderlich zu untersuchen, was aus den Werthen $[M]y \cdot \frac{\lambda}{E\Omega\eta^2}$ und $y^2\frac{\lambda}{E\Omega\eta^2}$ wird, wenn der dem Stabe conjugirte Drehpunkt E im Unendlichen liegt, also die mitgeschnittenen Constructionsglieder einander parallel werden.

Die Entfernung des Drehpunktes E vom Träger sei zunächst gleich x gesetzt; die gesuchten Werthe

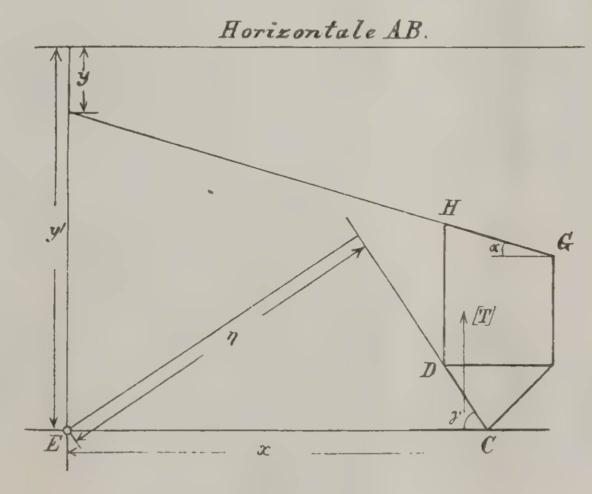


Fig. 13.

ergeben sich dann für $x = \infty$. Man wird also von vornherein die Längendimensionen des Trägers gegen x vernachlässigen dürfen.

Es ist

$$\eta = x \sin \gamma$$

und

$$y = y' - x\, tg\, \alpha,$$

oder, da $x.tg\alpha$ unendlich gross wird,

$$y = -x\, tg\, \alpha.$$

Das Moment $[M]$, welches die äusseren, vertical gerichteten Kräfte im Punkte E hervorrufen würden, kann man darstellen in der Form

$$[M] = -[T].x,$$

worin $[T]$ die Transversalkraft bedeutet, welche im Felde CD bei einem Träger auf zwei Stützen von der nämlichen Belastung bedingt wird.

Demnach ist:

$$[M].y.\frac{\lambda}{E\Omega\,\eta^2} = [T]\, tg\, \alpha . \frac{\lambda}{E\Omega . \sin^2\gamma} \quad . \quad . \quad (13)$$

und

$$y^2 \frac{\lambda}{E\Omega\,\eta^2} = tg^2\,\alpha \frac{\lambda}{E\Omega . \sin^2\gamma} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (14)$$

Es sind nunmehr die Horizontalverschiebungen der Aufhängepunkte, welche die einzelnen Fachwerkstäbe hervorrufen, sämmtlich zu addiren und gleich der wirklich auftretenden Verschiebung Δl zu setzen. Die Verschiebung Δl kann etwa durch die Dehnung der Spannketten, durch Nachgeben der Pfeiler u. s. w. bedingt werden. Die Verschiebungen Δx waren als positiv bezeichnet, wenn dieselben eine Vergrösserung der Spannweite bedingten. Entsprechend wird auch Δl als positiv einzuführen sein, wenn sich die Spannweite um diese Strecke vergrössert.

Die Längenänderung der beiden Hängestangen an den Enden soll nicht berücksichtigt werden, da wohl in allen Fällen der Balken besonders gelagert ist.

Durch Summation der Gleichungen (3), (5) und (12) erhält man:

$$H\sum^{k}\frac{\lambda}{E\Omega\cos^2\alpha} + H\sum^{h}\frac{\lambda\,(tg\,\alpha_1 - tg\,\alpha)^2}{E\Omega} - \sum^{b}[M]\,y\,\frac{\lambda}{E\Omega\,\eta^2} + H\sum^{b}y^2\,\frac{\lambda}{E\Omega\,\eta^2} = \Delta l \quad . \quad . \quad (15)$$

Die über den Summenzeichen stehenden Buchstaben k, h und b bedeuten, dass die Summation über die Stäbe der Kette, über sämmtliche Hängestangen oder über alle Stäbe des Balkens auszudehnen ist.

Aus dieser Gleichung folgt:

$$H = \frac{\sum^{b}[M]\,y\,\frac{\lambda}{E\Omega\,\eta^2} + \Delta l}{\sum^{k}\frac{\lambda}{E\Omega\cos^2\alpha} + \sum^{h}\frac{\lambda\,(tg\,\alpha_1 - tg\,\alpha)^2}{E\Omega} + \sum^{b}y^2\frac{\lambda}{E\Omega\,\eta^2}} \quad (16)$$

Ist $\Delta l = 0$, sind also die Aufhängepunkte als absolut fest anzunehmen und ist der Elasticitätsmodul E für sämmtliche Stäbe des Trägers der nämliche, so erhält man:

$$H = \frac{\sum^{b}[M]\,y\,\frac{\lambda}{\Omega\,\eta^2}}{\sum^{k}\frac{\lambda}{\Omega\cos^2\alpha} + \sum^{h}\frac{\lambda\,(tg\,\alpha_1 - tg\,\alpha)^2}{\Omega} + \sum^{b}y^2\frac{\lambda}{\Omega\,\eta^2}} \quad (17)$$

Die Berechnung eines Ketten-Balkenträgers wird nun folgendermaassen durchzuführen sein. Man lässt zunächst eine Einzellast G der Reihe nach an sämmtlichen Knotenpunkten des Balkens angreifen und berechnet für die verschiedenen Lagen derselben die entsprechenden Werthe des Horizontalzuges H.

Die weitere Behandlung wird empfehlenswerther Weise verschieden zu gestalten sein, je nachdem die mobile Belastung aus einem Systeme von Einzellasten besteht (bei Eisenbahnbrücken) oder die mobile Belastung gleichmässig auf die Knotenpunkte vertheilt anzunehmen ist (bei Strassenbrücken).

Im ersteren Falle — in welchem man es also mit einem Systeme einzelner Raddrucke zu thun hat — berechnet man für die verschiedenen Lagen der Einzellast G die durch diese Last in sämmtlichen Stäben des Fachwerkes hervorgerufenen Spannungen. Sodann wird für jeden Stab die Influenzlinie verzeichnet. Die Ermittelung der Spannungen infolge der permanenten Belastung, ferner die Bestimmung der ungünstigsten Stellungen des Eisenbahnzuges und die hieran anschliessende Ermittelung der Maximalspannungen eines jeden Stabes mit Hülfe der entsprechenden Influenzlinie kann als bekannt vorausgesetzt werden.

Hat man es mit einer gleichmässig auf die Knotenpunkte vertheilten mobilen Belastung zu thun, so wird man empfehlenswerther Weise zunächst die Spannungen

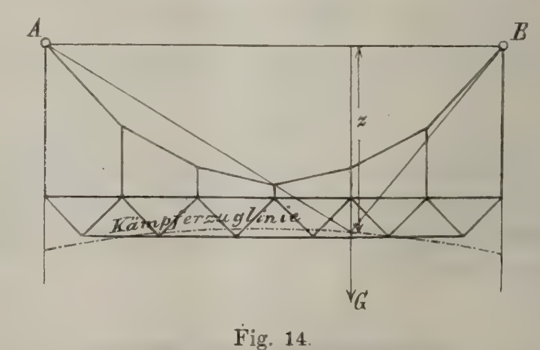


Fig. 14.

infolge des Eigengewichtes für sich ermitteln. Sodann geht man zur Berechnung der Maximalspannungen infolge der Verkehrslast über. Die Kettenglieder und

die Hängestangen, mit Ausnahme der beiden an den Enden befindlichen, erreichen das Maximum ihrer Spannung bei voller Belastung des Trägers. Für die übrigen Stäbe, also für die Stäbe des Balkens und für die beiden Endhängestangen ermittelt man die ungünstigste Belastung am bequemsten mit Hülfe der Kämpferzuglinie. Es wird also zunächst darauf ankommen, diese zu verzeichnen.

Die Ordinaten der Kämpferzuglinie, von der Horizontalen AB aus gemessen, seien mit z bezeichnet. Ist $[M]$ das Moment, welches die Einzellast G bei einem einfachen Balkenträger auf zwei Stützen in ihrem Angriffspunkte hervorbringt, so ist, wie man leicht erkennt:

$$z = \frac{[M]}{H}.$$

Da die Werthe H für die verschiedenen Lagen der Einzellast bereits ermittelt sind, so kann man die Ordinaten z sehr schnell berechnen.

Greift die Einzellast in der durch einen Aufhängepunkt hindurchgehenden Verticalen an, so bekommt der Werth z die unbestimmte Form $\frac{0}{0}$.

Der wahre Werth dieses Ausdruckes lässt sich jedoch unschwer ermitteln. Man findet für die Ordinate der Kämpferzuglinie in den Aufhängepunkten

$$z = \frac{2N}{\sum\limits^{b} y \frac{\lambda}{E\Omega\eta^2}},$$

worin N den Nenner des Werthes (16) für H bedeutet.

Sobald die Kämpferzuglinie verzeichnet ist, können die Belastungsscheiden folgendermaassen gefunden werden.

Belastungsscheide für die letzte Hängestange.

Man verlängert die Richtung des letzten Kettengliedes AE bis zum Schnittpunkte T mit der Kämpferzuglinie; dann ist T die Belastungsscheide. Liegt eine Einzellast rechts vom Schnittpunkte T und denkt man sich die dadurch in A hervorgerufene Reaction nach

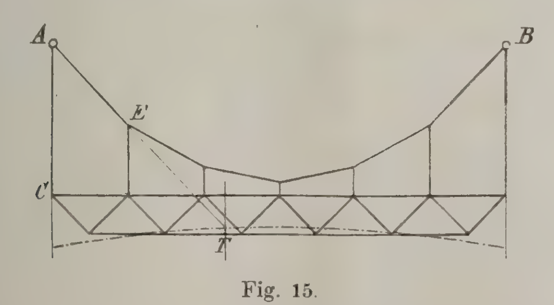


Fig. 15.

den beiden Richtungen AE und AC zerlegt, so erkennt man, dass in der Hängestange AC eine Druckspannung auftreten wird; ebenso ist zu ersehen, dass jede Last links von T in AC eine Zugspannung bedingt.

Belastungsscheide für die Stäbe des Balkens.

In einem Stabe CD des Balkens ist nach Gleichung (11) die Spannung

$$S\eta = -[M] + Hy.$$

Man ziehe durch den, dem Stabe CD conjugirten Drehpunkte E die Verticale und schneide diese mit der Kette in N. Aus obiger Gleichung erkennt man,

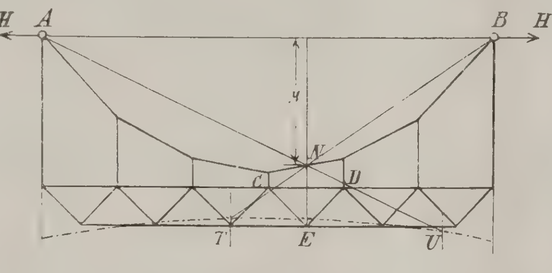


Fig. 16.

dass jede Last, welche bezüglich des Punktes N das Moment Null hervorbringt, auch im Stabe CD die Spannung Null bedingen wird. Die Belastungsscheiden für den Stab CD findet man also, indem man den Punkt N mit den Aufhängepunkten A und B verbindet und diese Verbindungslinien mit der Kämpferzuglinie in T und U zum Schnitt bringt.

Sobald die ungünstigste Belastung für einen Stab ermittelt ist, bietet die Bestimmung der Maximalspannungen weiter keine Schwierigkeiten. Der Horizontalzug für die verschiedenen Lagen einer Einzellast ist anfangs berechnet. Ist eine Reihe von Knotenpunkten belastet, so wird der entsprechende Horizontalzug durch einfache Summation gefunden.

Zu den Spannungen, welche infolge der permanenten und mobilen Last auftreten, kommen noch jene infolge von Temperaturänderungen hinzu.

Die Spannweite (die Entfernung AB) sei mit l bezeichnet. Der Ausdehnungscoëfficient des Materials sei $\varkappa$. Weicht die Temperatur von der mittleren Temperatur um t Grade ab, so wird infolge dessen eine Veränderung der Spannweite um

$$\pm l\varkappa t$$

stattfinden.

Dieser Veränderung der Spannweite wird durch einen Horizontalzug H entgegengewirkt. Letzterer

bedingt nach Gleichung (15) eine relative Horizontalverschiebung der Punkte A und B um die Strecke:

$$H \overset{k}{\Sigma} \frac{\lambda}{E \Omega \cos^2 \alpha} + H \overset{h}{\Sigma} \frac{\lambda (tg\, \alpha_1 - tg\, \alpha)^2}{E \Omega} + H \overset{b}{\Sigma} y^2 \frac{\lambda}{E \Omega \eta^2}.$$

Ist die wirklich auftretende Vergrösserung der Spannweite Δl, so existirt also die Gleichung:

$$H = \frac{\pm l \varkappa t + \Delta l}{\overset{k}{\Sigma} \frac{\lambda}{E \Omega \cos^2 \alpha} + \overset{h}{\Sigma} \frac{\lambda (tg\, \alpha_1 - tg\, \alpha)^2}{E \Omega} + \overset{b}{\Sigma} y^2 \frac{\lambda}{E \Omega \eta^2}} \quad (18)$$

Sind die Aufhängepunkte als absolut fest anzunehmen, wird also $\Delta l = 0$ und setzt man den Elasticitätsmodul E für den ganzen Träger constant, so ist:

$$H = \pm \frac{l \varkappa t \,.\, E}{\overset{k}{\Sigma} \frac{\lambda}{\Omega \cos^2 \alpha} + \overset{h}{\Sigma} \frac{\lambda (tg\, \alpha_1 - tg\, \alpha)^2}{\Omega} + \overset{b}{\Sigma} y^2 \frac{\lambda}{\Omega \eta^2}} \quad (19)$$

Es sei schliesslich die Methode der Berechnung an einem kleinen Beispiele gezeigt.

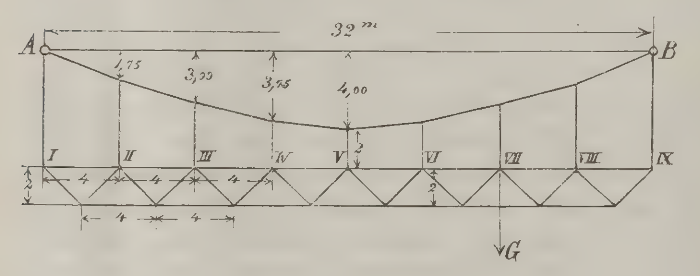


Fig. 17.

Die geometrische Form des Trägers ist in Fig. 17 dargestellt. Die Gelenkpunkte der Kette liegen auf einer Parabel. Die Aufhängepunkte A und B sind als absolut fest vorausgesetzt. Der Elasticitätsmodul sei für sämmtliche Stäbe des Systems der nämliche. Zur Bestimmung des Horizontalzuges ist also Gleichung (17) zu verwenden.

Der Querschnitt sämmtlicher Kettenglieder betrage 40 □cm; der Querschnitt der Hängestangen 10 □cm, der Querschnitt einer jeden Gurtung des Balkens 30 □cm und der Querschnitt der Füllungsglieder 10 □cm.

Der Nenner des Ausdruckes für H ist unabhängig von der Belastung; derselbe soll zunächst berechnet werden.

Kettenglieder.

Die Numerirung der einzelnen Glieder beginnt am linksseitigen Pfeiler. Als Längeneinheit ist 1 m angenommen.

Index	1	2	3	4
$\lambda =$	4,366	4,191	4,070	4,008
$tg\, \alpha =$	0,4375	0,3125	0,1875	0,0625
$\frac{1}{\cos^2 \alpha} =$	1,1914	1,0977	1,0352	1,0039
$\frac{\lambda}{\cos^2 \alpha} =$	5,202	4,600	4,213	4,024

Demnach ist:

$$\Sigma \frac{\lambda}{\Omega \cos^2 \alpha} = \frac{1}{\Omega} \Sigma \frac{\lambda}{\cos^2 \alpha} =$$
$$2 \,.\, \frac{1}{0{,}004} (5{,}202 + 4{,}600 + 4{,}213 + 4{,}024) = 9019.$$

Hängestangen.

Der Werth $(tg\, \alpha_1 - tg\, \alpha)$ ist, ebenso wie der Querschnitt Ω, für sämmtliche Stangen constant; es ist:

$$(tg\, \alpha_1 - tg\, \alpha)^2 = 0{,}125^2 = 0{,}01562$$

und

$$\Omega = 0{,}001 \, \square^{m}.$$

Man erhält also:

$$\frac{(tg\, \alpha_1 - tg\, \alpha)^2}{\Omega} \,.\, \Sigma \lambda = \frac{0{,}01562}{0{,}001} [2 (4{,}25 + 3 + 2{,}25) + 2] = 328.$$

Obergurt des Balkens.

$$\Sigma \frac{\lambda}{\Omega \eta^2} y^2 = \frac{\lambda}{\Omega \eta^2} \Sigma y^2 =$$
$$2 \,.\, \frac{4}{0{,}003 \,.\, 2^2} (0{,}875^2 + 2{,}375^2 + 3{,}375^2 + 3{,}875^2) = 21875.$$

Untergurt des Balkens.

$$\Sigma \frac{\lambda}{\Omega \eta^2} y^2 = \frac{\lambda}{\Omega \eta^2} \Sigma \eta^2 =$$
$$\frac{4}{0{,}003 \,.\, 2^2} [2 (1{,}75^2 + 3^2 + 3{,}75^2) + 4^2] = 22750.$$

Füllungsglieder.

$$\Sigma tg^2 \alpha \frac{\lambda}{\Omega \sin^2 \gamma} = \frac{\lambda}{\Omega \sin^2 \gamma} \Sigma tg^2 \alpha =$$
$$4 \,.\, \frac{2{,}8284}{0{,}001 \,.\, 0{,}5} (0{,}4375^2 + 0{,}3125^2 + 0{,}1875^2 + 0{,}0625^2) = 7426.$$

Der Zähler des Werthes (17) für H hängt von der Art der Belastung ab. Es sei angenommen, dass eine Einzellast G im Knotenpunkte VII des Balkens (siehe Fig. 17) angreift.

Für einen Punkt zwischen dem linksseitigen Auflager und dem Angriffspunkte der Last, in der Entfernung x vom Auflager ist dann

$$[M] = 0{,}25\, x \,.\, G.$$

IX

t

Fig 3

d′ d′

s s

s d′ d

t

0

VII

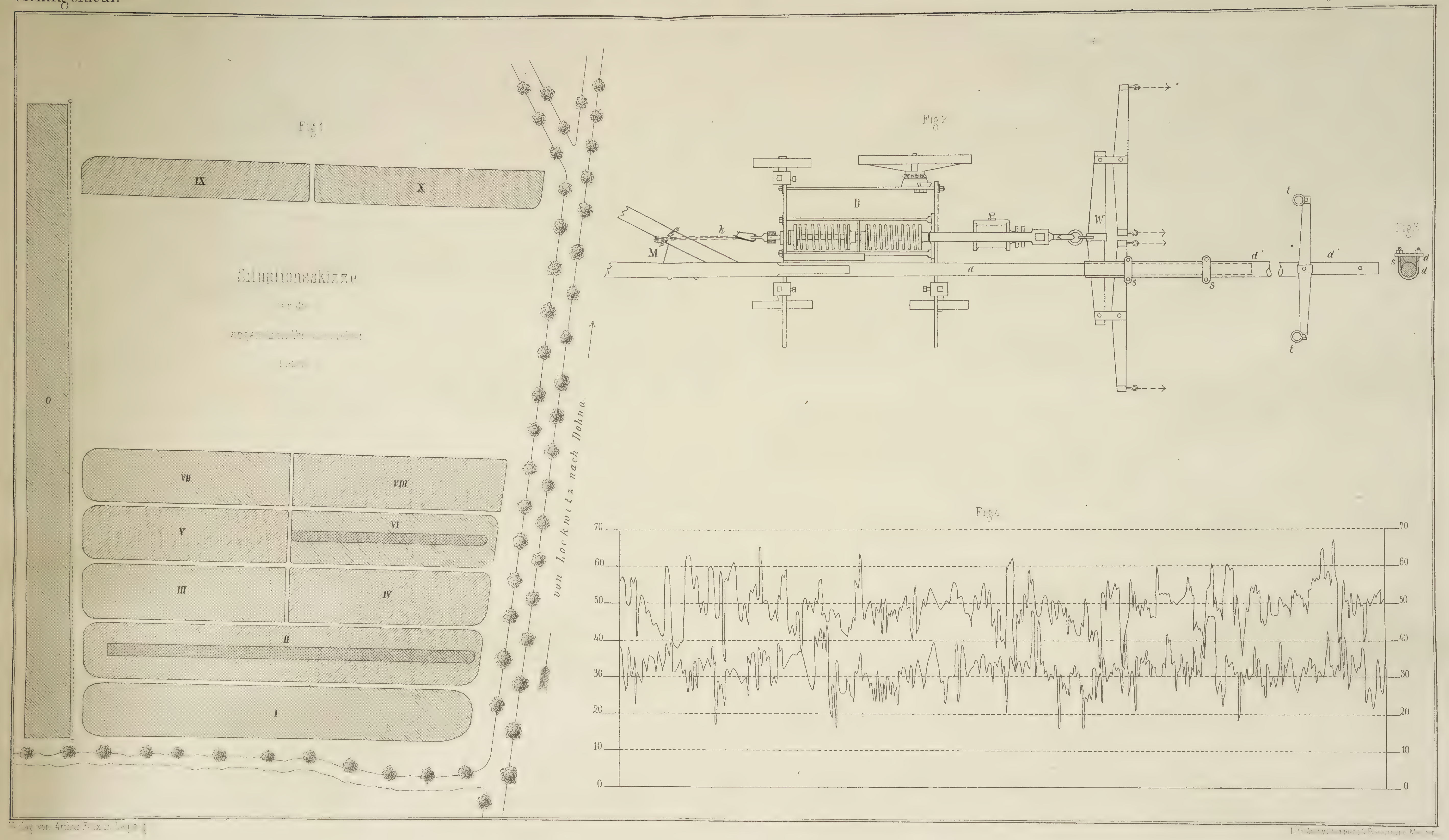
V

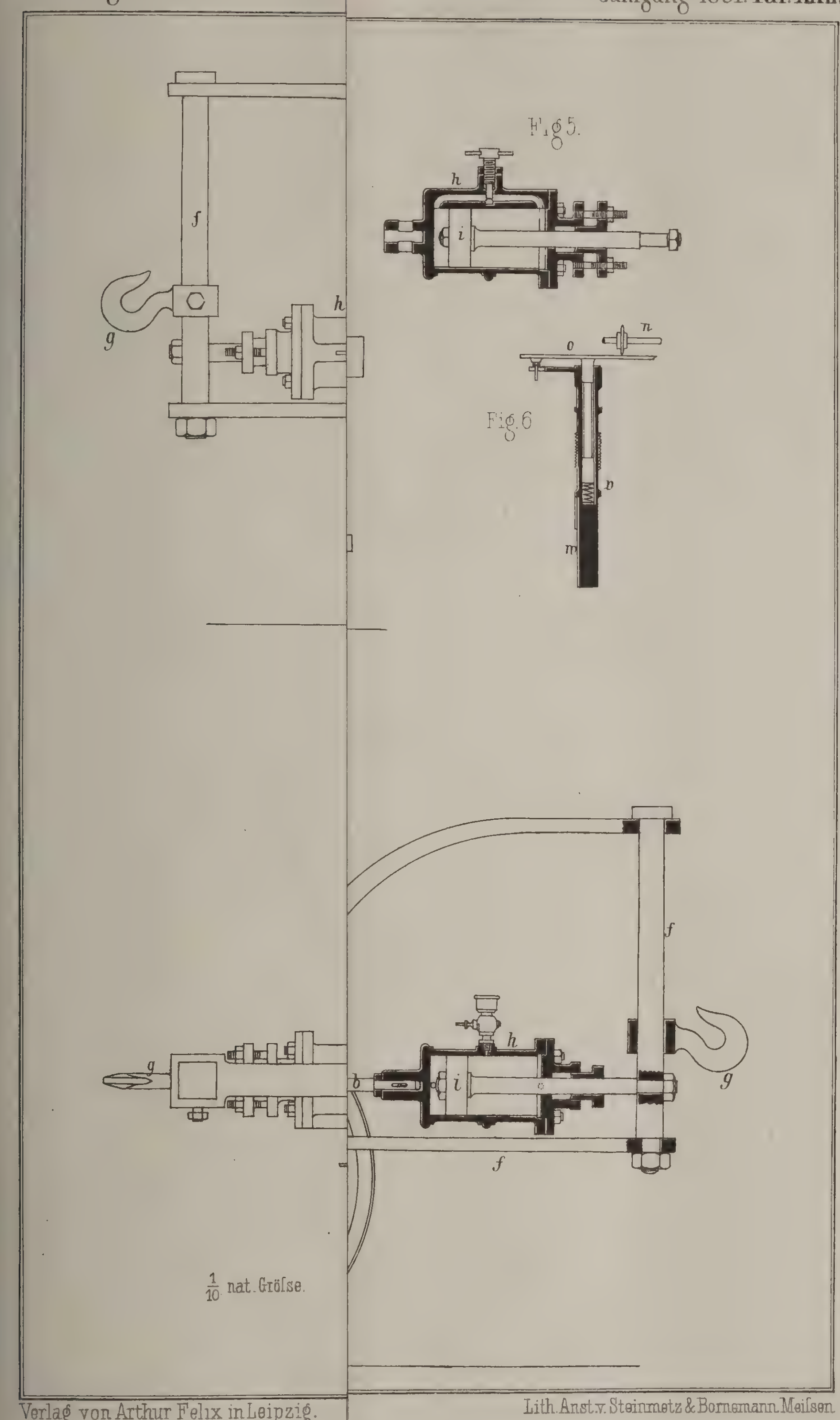
III

70
60
50
40
30
20
10
0

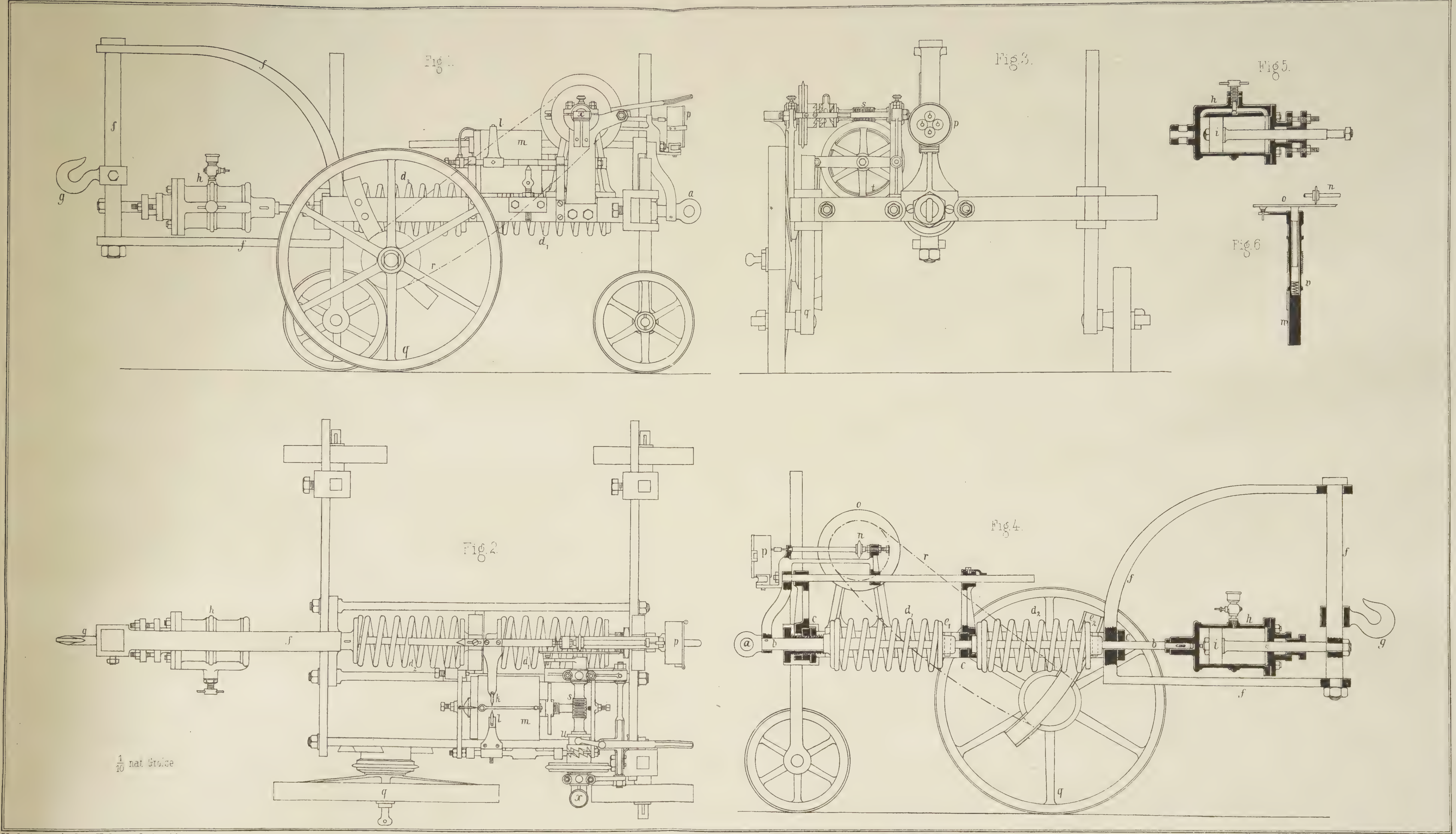
Verlag von Arthur Felix in Leipzig

Lith Anst v Steinmetz & Bornemann Meissen

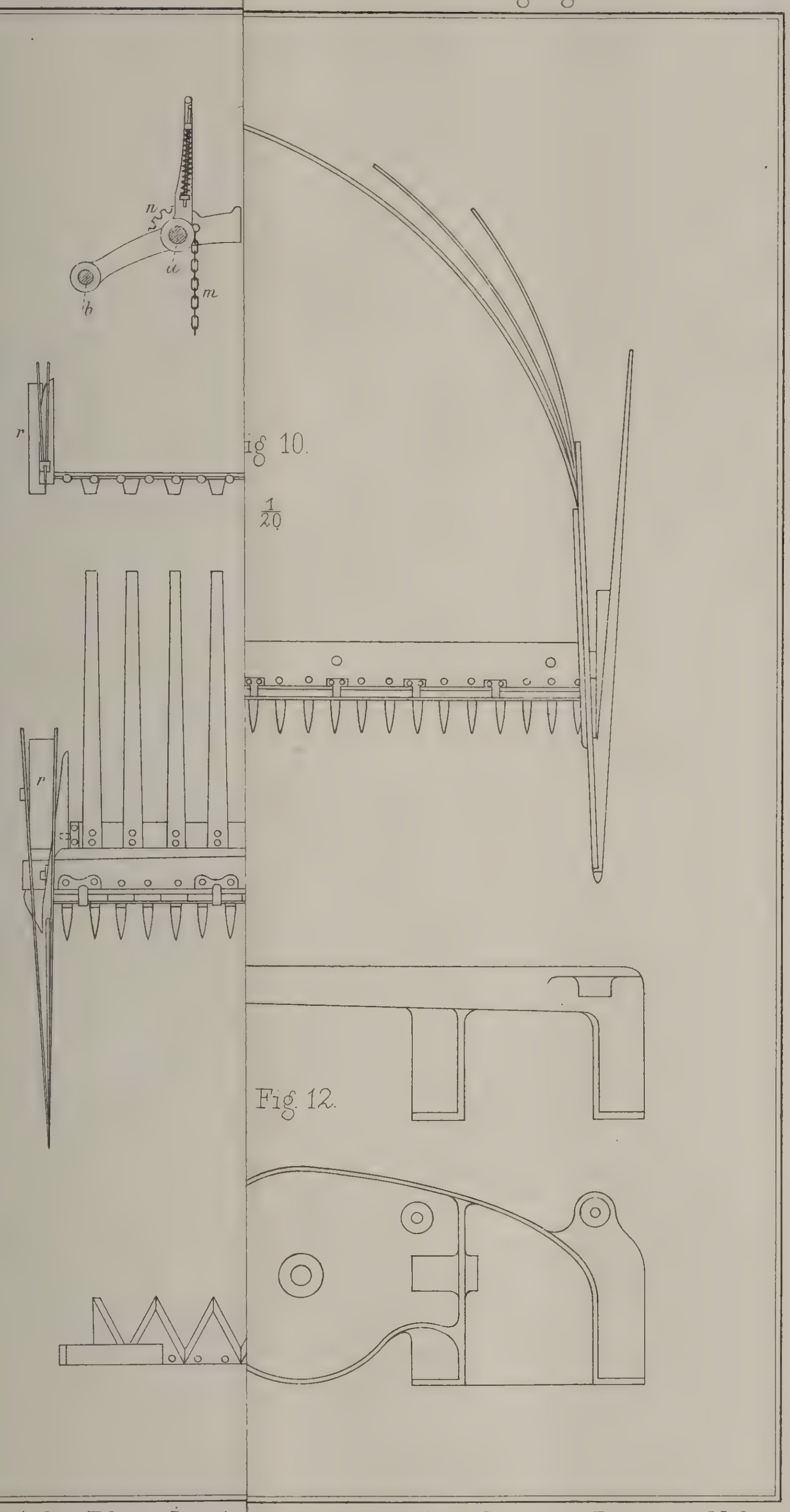

Fig. 1
Situationsskizze
IX
X
O
VII
VIII
V
VI
III
IV
II
I
von Lockwitz nach Dohna.
Fig. 2
D
W
M
h
d
d'
s
t
Fig. 3
Fig. 4
70
60
50
40
30
20
10
0



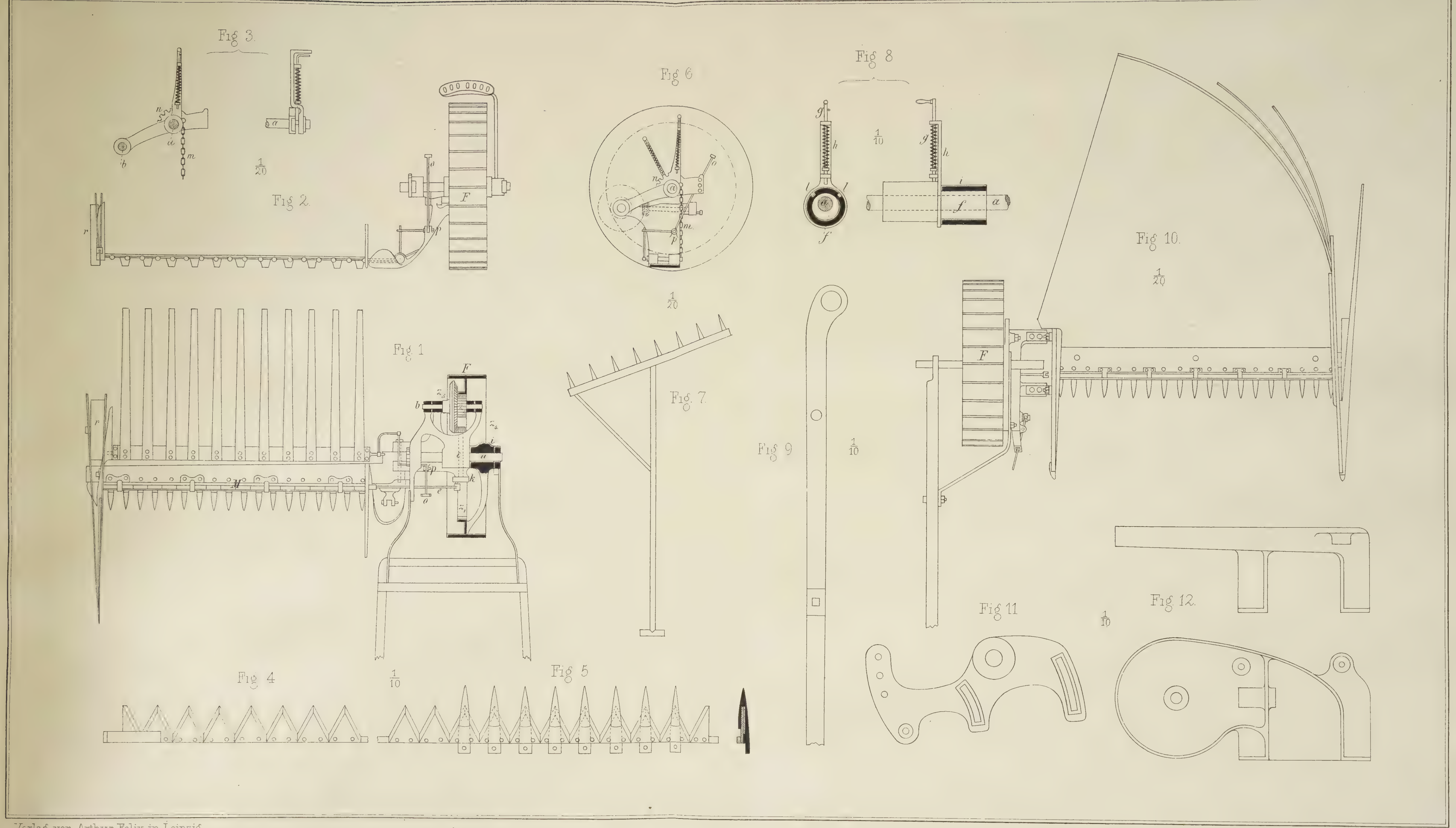
Verlag von Arthur Felix in Leipzig. Lith. Anst. v. Steinmetz & Bornemann Meifsen.



Verlag von Arthur Felix in Leipzig. Lith. Anst. v. Steinmetz & Bornemann. Meißen.



Verlag von Arthur Felix in Leipzig. Lith. Anst. v. Steinmetz & Bornemann, Meifsen



Verlag von Arthur Felix in Leipzig.
Lith. Anst. v. Steinmetz & Bornemann, Meifsen

Für Punkte zwischen dem Angriffspunkte der Last und dem rechtsseitigen Pfeiler ist

$$[M] = 0{,}75\,(32 - x)\,G.$$

Obergurt.

$$\Sigma[M]\,y\,\frac{\lambda}{\Omega\,\eta^2} = \frac{\lambda}{\Omega\,\eta^2}\,\Sigma[M]\,y = \frac{4}{0{,}003\,.\,2^2}\,(0{,}5\,.\,0{,}875 + 1{,}5\,.\,2{,}375 + 2{,}5\,.\,3{,}375 + 3{,}5\,.\,3{,}875 + 4{,}5\,.\,3{,}875 + 5{,}5\,.\,3{,}375 + 4{,}5\,.\,2{,}375 + 1{,}5\,.\,0{,}875)\,G = 24667\,G.$$

Untergurt.

$$\Sigma[M]\,y\,\frac{\lambda}{\Omega\,\eta^2} = \frac{\lambda}{\Omega\,\eta^2}\,\Sigma[M]\,y = \frac{4}{0{,}003\,.\,2^2}\,(1\,.\,1{,}75 + 2\,.\,3 + 3\,.\,3{,}75 + 4\,.\,4 + 5\,.\,3{,}75 + 6\,.\,3 + 3\,.\,1{,}75)\,G = 25667\,G.$$

Füllungsglieder.

Zwischen dem linksseitigen Pfeiler und dem Angriffspunkte der Last ist

$$[T] = 0{,}25\,G.$$

Zwischen dem Angriffspunkte der Last und dem rechtsseitigen Pfeiler ist:

$$[T] = -0{,}75\,G,$$

$$\Sigma[T]\,tg\,\alpha\,.\,\frac{\lambda}{\Omega\,.\,sin^2\gamma} = \frac{\lambda}{\Omega\,sin^2\gamma}\,\Sigma[T]\,tg\,\alpha =$$

$$2\,.\,\frac{2{,}8284}{0{,}001\,.\,0{,}5}\,[0{,}25\,(0{,}4375 + 0{,}3125 + 0{,}1875 + 0{,}0625 - 0{,}0625 - 0{,}1875) - 0{,}75\,(-0{,}3125 - 0{,}4375)]\,G = 8485\,G.$$

Demnach ergiebt sich der Horizontalzug H folgendermaassen:

$$H = \frac{9019 + 328 + 21875 + 22750 + 7426}{24667 + 25667 + 8485}\,G = 0{,}9580\,G.$$

Des Vergleiches halber ist die Berechnung des Horizontalzuges für die nämliche Belastung noch in der Weise durchgeführt, dass die Senkung des Kettenscheitels gleich der Durchbiegung der Balkenmitte gesetzt wurde. Die Kette ist hierbei als Parabel angenommen; die Längenänderung der Hängestangen ist vernachlässigt. Dann findet man in bekannter Weise (vergl. Ritter, Dach- und Brückenconstructionen, S. 345)

$$H = 0{,}9274\,G.$$

Man erkennt, wie ja auch von vorn herein mit Bestimmtheit anzunehmen, dass die ältere Berechnungsmethode angenähert richtige Resultate liefert.

Es soll noch der Horizontalzug infolge einer Temperaturabweichung von 30° C. von der mittleren Temperatur berechnet werden.

Für Schmiedeeisen ist

$$\eta = 0{,}0000118 \text{ und } E = 20\,000\,000$$

zu setzen, wenn 1^m als Längeneinheit und 1^t als Gewichtseinheit angenommen werden.

Demnach lautet die Gleichung (19):

$$H = \pm\frac{32\,.\,0{,}0000118\,.\,30\,.\,20\,000\,000}{9019 + 328 + 21875 + 22750 + 7426} = \pm\,3{,}69^t.$$

Nach der älteren Berechnungsmethode würde man

$$H = \pm\,4{,}09^t$$

erhalten.

Aachen, Mai 1881.

Untersuchung über Leistung und Arbeitsverbrauch der Getreide-Mähmaschinen.

Von

Dr. **Hartig** in Dresden.

(Hierzu Tafel XXI bis XXIII.)

I. Zweck und Programm der Untersuchung.

Die im Nachfolgenden dargestellte Untersuchung ist infolge eines Beschlusses der XII. Session des Landes-Culturrathes für das Königreich Sachsen und mit dessen Unterstützung zu Stande gekommen. Sie bildet nach den zu Grunde liegenden Absichten eine Fortsetzung derjenigen Versuche[1]), welche im Jahre

1) Hartig, Versuche über Leistung und Arbeitsverbrauch von Futterschneidmaschinen, Schrotmühlen und anderen landwirthschaftlichen Maschinen. Leipzig (Arthur Felix) 1878.

1877 bei Gelegenheit der landwirthschaftlichen Ausstellung zu Döbeln mit einer Anzahl stationärer landwirthschaftlicher Maschinen zur Durchführung gelangten. Es handelte sich darum, für eine in Zukunft beabsichtigte sächsische Prüfungsstation für landwirthschaftliche Maschinen weitere Erfahrungen zu sammeln, bei den heimischen Maschinenfabrikanten, den Agenturen für ausländische Maschinen und bei den praktischen Landwirthen Interesse für fachgemässe Experimental-Untersuchungen zu wecken, die Versuchsmethoden auszubilden, die in Frage kommenden Versuchsapparate zu prüfen, das erforderliche Personal einzuüben.

Nachdem die Untersuchung in Döbeln zu der Ueberzeugung geführt hatte, dass für stationäre Maschinen der Landwirthschaft diejenigen Apparate und Verfahrungsweisen, welche bei Prüfung von Industrie-Maschinen ausgebildet wurden, ohne Bedenken verwendbar sind, lag es nahe, eine entsprechende Untersuchung über locomobile Arbeitsmaschinen der Landwirthschaft zu unternehmen, und es beantragte am 16. Juni 1879 die vom Landes-Culturrath eingesetzte Maschinen-Prüfungs-Commission die Wahl der in hohem Grade ausgebildeten Getreide-Mähmaschinen. Zu einer öffentlichen Ausschreibung schien jedoch die Sachlage nicht geeignet; man begnügte sich, eine kleine Zahl von Fabrikanten und Händlern zur Einsendung von Versuchsmaschinen aufzufordern. Die Zahl der so zur Prüfung gestellten Mähmaschinen (10) überstieg schon die gehegten Erwartungen; es wurde nämlich geliefert je eine Maschine des Systemes

1) *W. Anson Wood,* mit Handableger von Schubart & Hesse in Dresden;
2) *Mc Cormick* von Schubart & Hesse in Dresden;
3) *Samuelson & Co.* durch Carl Reinsch in Dresden;
4) *Johnston* von der Johnston Harvester Co. in Hamburg;
5) *Walther Wood,* ohne Garbenbinder, durch Jacob & Becker in Leipzig;
6) *Hanko,* ältere Construction von Gebr. Hanko in Neu-Coschütz bei Potschappel;
7) *Hanko,* neuere Construction von Gebr. Hanko in Neu-Coschütz bei Potschappel;
8) *Buckeye,* durch Schubart & Hesse in Dresden;
9) *Walther Wood* mit älterem Garbenbinder durch Jacob & Becker in Leipzig;
10) *Walther Wood* mit neuerem Garbenbinder durch Jacob & Becker in Leipzig.

Das Versuchsterrain stellte Herr Baron von Kapherr auf Rittergut Lockwitz bei Dresden mit dankenswerther Bereitwilligkeit zur Verfügung; das zur Vornahme der dynamischen Messungen erforderliche englische Dynamometer wurde mit Genehmigung des K. Preuss. Ministeriums für Landwirthschaft, Forsten und Domänen aus dem landwirthschaftlichen Museum zu Berlin entliehen; der von dieser hohen Behörde dem Unternehmen geleistete Vorschub war um so mehr willkommen, als eine vorher an die Firma Eastons & Anderson in London, G. E. gerichtete Anfrage das Resultat ergeben hatte, dass ein entsprechendes Exemplar dieses Instrumentes (wie es bei der Royal Agricultural Society of England in Gebrauch ist) die nach continentalem Maassstabe hohe Summe von 316 Pfund Sterling erfordert haben würde, — mehr als das Siebenfache des für die ganze Untersuchung ausgeworfenen Betrages.[1])

Die Ausführung der Versuche fand in den Tagen vom 18. bis 21. August 1879 auf einem sehr ausgedehnten und gleichartig beschaffenen Weizenfelde des Rittergutes Lockwitz statt. Ausser den Mitgliedern der Prüfungs-Commission (Blomeyer, Pfannenstiel, Hartig) betheiligten sich an denselben die Mitglieder des Landes-Culturrathes Herr Leutritz und Herr von Langsdorf, sowie ein Docent der landwirthschaftlichen Hochschule zu Berlin, Herr Ingenieur Schotte. Die Aufnahme und Beschreibung der untersuchten Arbeitsmaschinen erfolgte unter wesentlicher Mitwirkung des Herrn Prof. Hugo Fischer in Dresden durch die Polytechniker Bergt, Dick, Krone und Müller; die Vermessung der ausgewählten Parzellen besorgte Herr Geometer Pietzsch.

Eine Situationsskizze des Versuchsfeldes ist in Fig. 1, Taf. XXI, in $^1/_{2000}$ der wirklichen Grösse wiedergegeben. Der für die dynamometrische Untersuchung abgesteckte Streifen 0 hatte eine Länge von $AB = 330^{\mathrm{m}}$, die von jeder Mähmaschine einmal im Arbeitsgange und einmal im Leergange zu durchlaufen war. Die Parzellen I—VIII und IX, deren Umgrenzung mit der Sense hergestellt wurde, dienten zur Prüfung der Maschinen auf Güte und Grösse der Leistung unter gewöhnlichen Verhältnissen, also unter Ausschluss des Dynamometers; die Parzelle IX wurde von einen Schnitter mit der Sense abgemäht, um eine Vergleichsbasis für die Leistungsfähigkeit der Maschinen zu gewinnen. Die in den Parzellen II und IV doppelt schraffirten Streifen

---

1) Die erste grössere Mähmaschinen-Prüfung in Deutschland, welche vom landwirthschaftlichen Provinzialverein für die Mark Brandenburg und Niederlausitz am 8.—11. Juli 1868 bei Berlin ins Werk gesetzt wurde (vergl. den amtlichen Bericht von Dr. Carl Filly, Berlin, Wiegandt und Hempel, 1869) verursachte einen Kostenaufwand von 9804 ℳ und verfügte dementsprechend über weit umfänglichere Arbeitskräfte.

waren von den betreffenden Maschinen aus äusserlichen Gründen — die weiter unten angegeben sind — ungemäht geblieben, daher auch in Abzug gebracht. Die Grösse der Stellen mit lagerndem Getreide ist in den einzelnen Parzellen durch Schätzung ermittelt worden. Folgende Tabelle enthält die Ergebnisse der betreffenden Aufnahmen und Rechnungen:

Parzellen-Nr.	Bezeichnung des Systems.	Inhalt der Parzellen.	Inhalt der Fläche mit liegendem Getreide.
I.	Mc. Cormick	4055 □ᵐ	250 □ᵐ
II.	Anson Wood	3415 „	150 „
III.	Buckeye	2439 „	150 „
IV.	Hanko, neu	2528 „	140 „
V.	Samuelson	2397 „	110 „
VI.	W. Wood m. altem B.	1832 „	120 „
VII.	W. Wood ohne Binder	2580 „	105 „
VIII.	W. Wood m. neuem B.	2491 „	90 „
IX.	Sense von Hand gef.	1887 „	0 „
X.	Johnston	1967 „	0 „

Die Parzelle IX, deren Länge 116ᵐ und deren Breite 16,5ᵐ betrug, wurde durch zwei Schnitter in 71′ 22″ abgemäht; es ergab sich

die stündliche Leistung eines Schnitters = 793 □ᵐ,
die Zahl der Schnitte pro Minute = 35,8,
die Länge eines Schnittes = 1,83ᵐ,
die Breite „ „ = 0,41ᵐ,
die abgemähte Oberfläche pro Schnitt = 0,74 □ᵐ.

Ausserdem war an einer Stelle von mittlerer Beschaffenheit ermittelt worden, dass auf einem Quadratmeter durchschnittlich 432 Halme standen.

II. Beschreibung des Dynamometers.

Obwohl das bei den Versuchen benutzte Bental'sche Dynamometer im Wesentlichen mit demjenigen Exemplar übereinstimmt, welches Rühlmann im I. Bande seiner allgemeinen Maschinenlehre (2. Aufl., 1875, S. 217) beschrieben hat, so erschien es doch rathsam, für die Zwecke künftiger Experimente eine genaue Aufnahme des Instrumentes bewirken zu lassen, deren Ergebniss auf Tafel XXII wiedergegeben ist. Die Art, wie der Widerstand der untersuchten Arbeitsmaschine auf Zusammenpressung der verwendeten Schraubenfedern wirkt, ist am besten aus dem Verticalschnitt Fig. 4 ersichtlich. Die Mähmaschine wurde durch eine kurze Kette mit dem Ringe *a* der Stange *b* verbunden, die in dem Rahmen *c* des Fahrgestelles verschiebbar gelagert ist; die beiden lose übergeschobenen Schraubenfedern $d_1 d_2$ stützen sich einerseits gegen die Querstege dieses Rahmens und werden andererseits beim Versuche von den auf *b* festgesteckten Scheiben $e_1 e_2$ beeinflusst, dergestalt, dass eine dem Widerstande der Arbeitsmaschine proportionale Verschiebung der Stange *b* gegen den Gestellrahmen *c* resultirt; mit letzterem ist durch den Bügel *f* der Zughaken *g* fest verbunden, an welchen die Wage des Gespannes angehängt wird. Zur Verminderung der aus der Angriffsweise des Gespanns hervorgehenden periodischen Federschwingungen ist zwischen Fahrgestell und Zughaken der aus Cylinder *h* und Kolben *i* bestehende Moderator eingefügt, dessen nähere Einrichtung sich aus Figur 5 ergiebt. Wenn nach den vorliegenden Instructionen Cylinder *h* gänzlich mit Oel gefüllt werden soll, so ergiebt sich ein constructiver Fehler insofern, als die Kolbenstange nur auf einer Seite aus dem Cylinder heraustritt, daher die Summe der freien Räume auf beiden Kolbenseiten nicht für alle Kolbenstellungen den gleichen Werth hat; würde man die Füllung des Cylinders bei herausgezogenem Kolben bewirken, so wäre eine gänzliche Unbeweglichkeit desselben die Folge; hätte man die Füllung bei der in Fig. 4 dargestellten Position bewirkt, so wäre die Entstehung eines luftleeren Raumes und damit die Fälschung der Resultate durch den Druck der Atmosphäre unvermeidlich gewesen. Auf Grund dieser Erwägungen wurde auf eine Benutzung dieses Moderators verzichtet; man füllte den Cylinder nur soweit mit Klauenfett, dass der Kolben ausreichend geschmiert war.

Die Verschiebung der Stange *b* im Rahmen *c* wird nun sowohl dem Schreibstift *k* (Fig. 2, *l* bezeichnet hier den unverschieblichen Schreibstift für Hervorrufung der Nulllinie) mitgetheilt, der auf einem Papierblatt der Trommel *m* das Diagramm entstehen lässt, als auch dem Reibungsrädchen *n* (Durchmesser 46,2ᵐᵐ), welches mit der treibenden Frictionsscheibe *o* und dem Zählwerke *p* den Totaliseur bildet. Die erforderlichen Rotationsbewegungen, welche dem zurückgelegten Wege proportional sein sollen, werden von dem grossen Laufrade *q* herbeigeleitet, nach der Scheibe *o* mittelst zweier Kettenräder und der Laschenkette *r*, nach der Papier-

trommel m unter Benutzung der Triebschraube s und des Schraubenrades t (s. Fig. 3). Eine Zahnkupplung u gewährt die Möglichkeit, diese Bewegungsübertragung an jeder Stelle der Fahrt einzuleiten oder zu unterbrechen. Da die integrirende Thätigkeit des Totaliseurs nur unter der Voraussetzung Vertrauen erwecken kann, wenn bei der Bewegungsübertragung zwischen o und n jede Gleitung vermieden wird, so erfolgt eine elastische Anpressung von o gegen n mittelst einer Schraubenfeder v, die in einer Bohrung der Welle w (Fig. 6) verborgen ist. Der Umstand, dass während der Versuche (unter Mitwirkung des unvermeidlichen Staubes) Scheibe n deutliche Spuren auf der treibenden Scheibe o hervorrief, liess die Vermuthung aufkommen, dass die Anpressung der beiden Reibungsräder mit zu grosser Kraft erfolgte und veranlasste die directe Ermittelung derselben: ihr Werth ergab sich zu $4{,}29^{kg}$.

Das Gewicht des ganzen Dynamometers wurde zu 220^{kg} ermittelt, der Umfang des Lauf- und Messrades q zu 1813^{mm}, die Felgenbreite desselben zu 45^{mm}.

Ein besonderer Zähler x (Fig. 1 und 2) gestattet die Ablesung der vom Rade q während eines Versuches vollführten Umdrehungen, also die Beurtheilung des zurückgelegten Weges. Die Kupplung u ist so angeordnet, dass die Ein- und Ausrückung der Zähler p und x gleichzeitig erfolgt.

Die bei den Versuchen benutzten Schraubenfedern waren aus Stahldraht von 13^{mm} Dicke hergestellt; mittlerer Durchmesser der Windungen 135^{mm}, Ganghöhe im unbelasteten Zustande $37{,}4^{mm}$; jede der beiden Federn hatte sieben Windungen, also eine Gesammtlänge von 262^{mm}. Vor Beginn der Versuche und nach Beendigung derselben erfolgte eine wiederholte Belastungsprobe bei verticaler Aufhängung des ganzen Apparates; hierbei ergab sich schon vor Anbringung der Gewichtsstücken eine Belastung der Federn durch

Cylinder h	$10{,}40^{kg}$
Zugstange b	$6{,}95^{kg}$
Zähler p mit Zubehör	$4{,}525^{kg}$
Sa.	$21{,}875^{kg}$.

Bezeichnet man diesen Werth mit G_0, so ergab sich bei Belastung, kg, die Zusammendrückung in Millim. zu

G_0	42,5
$G_0 + 25$	66,8
$G_0 + 50$	90,0
$G_0 + 75$	114,0
$G_0 + 100$	136,6
$G_0 + 125$	160,5
$G_0 + 150$	182,5

Die hieraus abgeleitete Scala wurde zur Ausmessung der Diagramme verwendet.

Eine entsprechende Versuchsreihe, bei welcher nach jeder Vermehrung der Belastung das Rad q hundert Umdrehungen empfing und die Angaben des Wegzählers x, sowie des Arbeitszählers p abgelesen wurden, lieferte nach der von Rich vorgeschlagenen graphischen Methode[1]) die empirische Formel

$$A = 160\,(n + 0{,}018\,.\,s) \text{ Meter-Kilogramm,}$$

worin s die zurückgelegte Wegstrecke in Metern, n die vom Arbeitszähler p gelieferten Einheiten und A die während des Versuches transmittirte Arbeitsgrösse bezeichnet. Diese Formel fand zur Berechnung des mittleren Widerstandes der verschiedenen Mähmaschinen aus den Ablesungen am Zähler p Verwendung.

Es muss gleich hier bemerkt werden, dass die aus den Angaben des Totaliseurs hergeleiteten Werthe des mittleren Widerstandes beträchtlich (im Durchschnitt um 22,2 Proc.) hinter denjenigen Werthen zurückblieben, welche aus den Diagrammen abgelesen werden konnten. Der Grund hiervon ist sowohl in dem Gleiten des Messrades q auf dem Erdboden, als in einem Gleiten des Frictionsrädchens n an der Stirnfläche von o zu suchen, welches bei raschen Schwingungen der Federn sich einzustellen scheint.

Nach der Grösse des Messrades q (Umfang $1{,}813^{m}$) hätte der Zähler x bei Zurücklegung der bei den dynamometrischen Versuchen durchlaufenen Wegstrecke von 330^{m}

$$\frac{330}{1{,}813} = 186 \text{ Umdrehungen}$$

anzeigen müssen; die wirklich beobachteten Tourenzahlen bewegten sich jedoch zwischen 171 und 178, so dass die Gleitung auf 6,06 — 2,21 Proc. sich bezifferte, und zwar betrug sie beim

Leerlauf des Dynamometers allein . . .	3,58 %,
Leerlauf der Mähmaschinen durchschnittlich	4,12 „
Arbeitsgang der Mähmaschinen „	4,64 „

Es kann hiernach nicht in Zweifel gezogen werden, dass die aus der Richtung der Zugstränge sich ergebende Entlastung des Messrades, deren Betrag mit der absoluten Grösse des Arbeitswiderstandes wachsen muss, im Spiele ist.

Noch weit grösser (für den Arbeitsgang der untersuchten Maschinen durchschnittlich zu 22,2 — 4,64 = 17,56 Procent) hat sich die Gleitung der Reibungsräd-

1) The Journal of the Royal Agricultural Society of England. Second Series. Nr. XXII (1875), S. 683. Memorandum on the Adjustment of Dynamometers.

chen n und o ergeben, wie schon angedeutet, wahrscheinlich unter dem Einflusse der aus Angriffsweise der Zugthiere und aus Veränderlichkeit des Widerstandes hervorgehenden rapiden, oft blitzschnellen Schwingungen der Federn d, welche der unvollkommen wirkende Moderator hi nicht genügend abminderte (vergl. die Diagramme Fig. 4 auf Taf. XXI für die Wood'sche Mähmaschine mit dem älteren Garbenbinder); die von n berührte Oberfläche der (bronzenen) Scheibe o war vielleicht auch zu glatt; dieselbe zeigte jedenfalls an den von n berührten Stellen eine spiegelglatte Spur.

Die Befürchtungen, welche von Rühlmann[1]) und Wüst[2]) seiner Zeit ausgesprochen wurden, finden hiernach ihre volle Bestätigung, und es ist zu verwundern, dass die Leiter der im Uebrigen so anerkennenswerthen Versuche der englischen Royal Agricultural Society diesen bedenklichen Punkt in keinem ihrer Berichte in nähere Berücksichtigung gezogen haben.

Die Herleitung des mittleren Arbeitswiderstandes aus den Diagrammen hat zwar auch mit Fehlerquellen zu kämpfen, aber nicht leicht überschreitet die Unsicherheit der Mittelwerthe den Betrag von 3 Procent und in keinem Falle ist ein Fehlschlagen des Resultates nach einer Seite in solchem Betrage möglich, wie hier durch den mechanischen Integrationsapparat thatsächlich herbeigeführt wird.

Unter diesen Umständen hat der Verfasser für richtig gehalten, als wahrscheinlichsten Werth des Arbeitswiderstandes der untersuchten Maschinen das arithmetische Mittel aus dem Ergebnisse des Diagrammes und dem 1,285fachen Resultat der mechanischen Integration anzuführen, nachdem sich aus 22 zuverlässig erscheinenden Versuchen ergeben hatte, dass letzteres durchschnittlich nur das 0,778fache des ersteren beträgt, und weil es rathsam scheint, den besonderen Veränderungen im ganzen Verlauf jedes speciellen Versuchs, die der Totaliseur zuverlässiger zur Ziffer bringt, als das Diagramm, möglichst Rechnung zu tragen.

Die Art der Einfügung des Dynamometers D zwischen Mähmaschine M und Waage W des Gespannes ist aus Fig. 2, Taf. XXI, zu ersehen; die Deichsel d der Maschine muss um ein der Gesammtlänge des Dynamometers entsprechendes Stück d' verlängert werden, das mit zwei schmiedeisernen Schellen ss (vergl. Verticalschnitt Fig. 3) befestigt wird; eine kurze Kette k verbindet das Dynamometer mit der Maschine; besondere Aufmerksamkeit ist darauf zu richten, dass die Halfter tt gehörig lose und nach rückwärts gerichtet sind, damit man sicher ist, dass nicht eine Kraftübertragung direct durch die Deichsel dd' — mit Umgehung des Dynamometers — erfolgt. Dass die Ergebnisse der vorliegenden Untersuchung erst jetzt und an diesem Orte veröffentlicht werden, hat seinen Grund in äusserlichen Umständen. Der Verfasser hatte eine selbständige Publication gewünscht, welche jedenfalls auch die zur Charakterisirung der geprüften Maschinen entworfenen Skizzen enthalten sollte; die Herstellungskosten erwiesen sich jedoch als zu hoch, um ohne jeden Zuschuss das Unternehmen zu wagen. Der Umstand, dass an dem Gegenstande der Landwirth und der Maschinenfabrikant gleiches Interesse haben, mag Veranlassung gewesen sein, — dass von keiner Seite ein weiteres Opfer gebracht wurde: Der Landes-Culturrath lehnte in seiner XIV. Session die betreffenden Anträge der Maschinen-Prüfungs-Commission ab und eine am 2. Februar 1880 an die Fabrikanten der untersuchten Maschinen gerichtete Anfrage ergab, dass eine einzige Firma (Samuelson & Co., Britannia Works, Banbury, Oxon) bereit war, die Drucklegung des Berichtes durch einen Zuschuss zu unterstützen. Es wurde daher beschlossen, die Versuchsergebnisse in abgekürzter Fassung — als einen Beitrag zur experimentellen Untersuchung der Arbeitsmaschinen — im Civilingenieur niederzulegen, damit es möglich sei, eventuell bei einer späteren Wiederkehr des fluthartig schwankenden Interesses an der Sache davon Nutzen zu ziehen.

III. Ergebnisse der Beobachtung.

1) Einspännige Mähmaschine mit Ablegung von Hand (Combined Mower and Reaper), gebaut von W. Anson Wood, 5, Upper Thames Street, London, E. C.

Diese kleinste der geprüften Mähmaschinen, auf welche die Figuren der Tafel XXIII sich beziehen, erfordert zur Bedienung zwei Mann, den Fahrer und den Ableger; letzterer hat einen besonderen Sitz neben dem des Fahrers und bewirkt durch Handhabung eines Rechens (Fig. 7) die Beugung der Halme gegen den Schneidapparat und die Bildung und Ablegung der Schwaden.

Die Maschine legt nach rückwärts ab, hält infolge dessen die Bahn für den nächsten Schnitt nicht selbst frei; es muss deshalb ein sofortiges Raffen, Binden und Fortschaffen der Schwaden erfolgen.

Die Bewegungsübertragung auf den Schneidapparat erfolgt vom Fahrrad F aus (Fig. 1), welches fest an

1) Allgemeine Maschinenlehre. 2. Aufl. I. Band, S. 220, Anm. 1.

2) Bericht über die Maschinenprüfungen bei der Ausstellung der Royal Agricultural Society of England in Taunton. Landwirthschaftliche Jahrbücher 1876. V. Jahrgang, S. 415.

seinen Armen das Zahnrad z_1 trägt. Die Räder $z_2 z_3$ auf Welle *b* und das Rad z_4 auf Welle *c* übertragen die Bewegung des Fahrrades mittelst der Kurbelscheibe *k* und der Zugstange *e* auf das Messer *M* (Fig. 4 und 5). Die Ausrückung des Schneidapparates erfolgt mittelst Excenter *f* (Fig. 8), der mit dem Hebel *h* fest verbunden ist und drehbar auf der Welle *a* steckt. Der Bolzen *g*, welcher durch eine Feder in die Löcher *ll* des Lagers der Welle *a* eingedrückt werden kann, dient zur Feststellung dieses Hebels beim Ausrücken, bez. Einrücken der Räder $z_1 z_2$. Dies letztere erfolgt durch Drehung des Excenters *f*, da dasselbe der Radnabe *i* des Fahrrades zur Lagerung dient, dessen Mittelpunkt daher bei der Drehung einen Kreis um die Achse *a* beschreibt von einem Radius gleich der Excentricität von *f*.

Das Hoch- und Tiefstellen des Messerbalkens erfolgt einerseits durch die Kette *m* (Fig. 3 und 6), die an einem ähnlichen Hebel, wie oben beschrieben, befestigt ist. Dieser Hebel sitzt ebenfalls lose auf der Welle *a*; bewegt man ihn nach rechts oder links, so wird ein Ab- oder Aufwickeln der Kette *m* und damit das Senken und Heben des Messerbalkens erfolgen. Ein Zurückschlagen des Hebels wird durch einen am Hauptkörper befestigten Zahnsector *n*, in welchen durch Feder ein Bolzen gedrückt wird, verhindert. Andererseits erfolgt das Tief- oder Hochstellen durch entsprechende Stellung des Rades *r* im Theiler.

Die Plattform besteht aus Latten (Fig. 1), die an ein Querbrett befestigt sind; dieses Querbrett trägt Zapfen, die ihr Lager einerseits im Hauptkörper der Maschine, andererseits im Theiler haben. Arbeitet nun die Maschine, so tritt der Arbeiter auf den Hebel *o* (Fig. 1, 2 und 6), der seinen Drehpunkt in *p* besitzt, und bewirkt ein Schrägstellen der Plattform unter einen Winkel von 30 bis 45°; haben sich genug Halme angesammelt, so lässt der Arbeiter (Ableger) die Plattform wieder nieder, die darunter befindlichen Stoppeln stechen durch die Latten und halten so die Schwade fest, während die Maschine sich vorwärts bewegt.

Die wirksame Länge des Schneidapparates beträgt 1,36 m, der Schneidwinkel 33,2°, das Gewicht der ganzen Maschine 268 kg. Durchmesser der Fahrräder 800 mm, Breite 198 mm.

Die dynamometrische Untersuchung ergab

	die mittlere Fahrgeschwindigkeit in Meter pro Sec.	die Schnittbreite. m.	den Zugwiderstand. kg.	Abgemähte Fläche pro Stunde. Hektare.
im Leergange .	0,830	—	45,6	—
im Arbeitsgange	0,922	1,05	72,2	0,3485.

Hiernach berechnet sich der Wirkungsgrad dieser Maschine zu

$$\mu = \frac{72{,}2 - 45{,}6}{72{,}2} = 0{,}37$$

und die abgemähte Fläche pro Stunde und Pferdestärke zu

$$\lambda = \frac{0{,}3485 \,.\, 75}{72{,}2 \,.\, 0{,}922} = 0{,}392 \text{ Hektare.}$$

Die Schnittprobe (auf Parzelle II, ohne Dynamometer) ergab infolge ungenügender Uebung der gestellten Arbeiter vielfache Störungen, musste auch wegen eines plötzlich eingetretenen starken Regens früher als beabsichtigt abgebrochen werden. Es wurden in einer totalen Arbeitszeit von 97′ 32″, wovon jedoch nur 58′ 40″ oder 60,2 Proc. auf wirkliche Thätigkeit des Schneidapparates entfielen, 0,3415 Hektare abgemäht, wonach sich die stündliche Leistung ergiebt, wie folgt:

mit	ohne
Berücksichtigung der Unterbrechungen	
0,2102	0,3492 Hektare.

Legt man den letzteren Werth zu Grunde, so ist die Arbeitsleistung dieser Maschine auf das 4,40fache derjenigen eines Schnitters anzusetzen.

Die Figuren 9—12 unserer Tafel XXIII beziehen sich auf eine von derselben Firma gelieferte einspännige Maschine mit seitlicher Ablegung, die jedoch nicht zur Prüfung gelangte.

(Fortsetzung folgt.)

Die Zeitschriften und Gesellschaftsschriften in der Bibliothek der Institution of Civil Engineers in London.

Der Secretär des Ingenieur-Instituts in London, Herr James Forrest, hat der Redaction des Civilingenieur das nachfolgende Verzeichniss der in der Bibliothek desselben vorhandenen technischen Zeit- und Gesellschaftsschriften mit der Aufforderung übermittelt, ihm erkennbare Lücken in demselben anzuzeigen. Die Leser dieses Blattes werden hierdurch ersucht, die Titel ähnlicher beachtenswerther Publicationen (similar standard publications), die sie in dieser Liste vermissen, dem Unterzeichneten gefälligst bekannt zu geben.

1. Argentinische Republik.

Anales de la Sociedad cientifica argentina. *Buenos Aires.*

2. Belgien.

Annales de l'Association des Ingénieurs sortis des Écoles spéciales de Gand. *Bruxelles.*

Annales des Travaux publics de Belgique. *Bruxelles.*

Annuaire de l'Association des Ingénieurs sortis de l'École de Liège. *Liège.*

Bulletin de l'Académie royale des Sciences de Belgique. *Bruxelles.*

Bulletin de l'Association des Ingénieurs sortis de l'École de Liège. *Liège.*

Bulletin du Musée de l'Industrie de Belgique. *Bruxelles.*

Mémoires couronnés publiés par l'Académie royale de Belgique. *Bruxelles.*

Moniteur des Intérêts Matériels. *Bruxelles.*

Revue universelle des Mines et de la Métallurgie. *Liège.*

3. Canada.

Proceedings of the Canadian Institute. *Toronto.*

4. Deutschland.

Abhandlungen der k. bayerischen Akademie der Wissenschaften. *München.*

Amtsblatt der deutschen Reichs-Post- und Telegraphen-Verwaltung. *Berlin.*

Annalen der Physik und Chemie. *Leipzig.*

Annalen für Gewerbe- und Bauwesen (Glaser's). *Berlin.*

Archiv für Post und Telegraphie. *Berlin.*

Berg- und hüttenmännische Zeitung. *Leipzig.*

Bulletin de la Société industrielle de Mulhouse. *Mul-*

Civilingenieur, Der. *Leipzig.* [*house.*

Deutsche Bauzeitung. *Berlin.*

Deutsche Vierteljahrsschrift für öffentliche Gesundheitspflege. *Braunschweig.*

Dingler's polytechnisches Journal. *Augsburg.*

Elektrotechnische Zeitschrift. *Berlin.*

Fortschritte der Physik. *Berlin.*

Illustrirtes Patentblatt. *Berlin.*

Journal für die reine und angewandte Mathematik. *Berlin.*

Journal für Gasbeleuchtung. *München.*

Mittheilungen aus der Praxis des Dampfkessel- und Dampfmaschinen-Betriebes. *Berlin.*

Mittheilungen aus der Tagesliteratur des Eisenbahnwesens. *Berlin.*

Mittheilungen des sächsischen Ingenieur- und Architekten-Vereins. *Dresden.*

Monatsberichte der k. preussischen Akademie der Wissenschaften. *Berlin.*

Neues Jahrbuch für Mineralogie, Geologie und Palaeontologie. *Stuttgart.*

Organ für die Fortschritte des Eisenbahnwesens. *Wies-*

Polytechnische Bibliothek. *Leipzig.* [*baden.*

Repertorium der technischen Literatur. *Leipzig.*

Repertorium für Experimentalphysik. *München.*

Sitzungsberichte der k. bayerischen Akademie der Wissenschaften. *München.*

Statistische Nachrichten von den preussischen Eisenbahnen. *Berlin.*

Verhandlungen des Vereins zur Beförderung des Gewerbfleisses. *Berlin.*

Wochenschrift des Vereins deutscher Ingenieure. *Berlin.*

Zeitschrift des Architekten- und Ingenieur-Vereins zu Hannover. *Hannover.*

Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure. *Berlin.*

Zeitschrift für angewandte Elektricitätslehre. *München.*

Zeitschrift für Baukunde. *München.*

Zeitschrift für Bauwesen. *Berlin.*

Zeitschrift für das Berg-, Hütten- und Salinen-Wesen. *Berlin.*

Zeitschrift für Vermessungswesen. *Stuttgart.*

Zeitung des Vereins deutscher Eisenbahnverwaltungen. *Berlin.*

5. Frankreich.

Annales de Chimie et de Physique. *Paris.*

Annales des Conducteurs des Ponts et Chaussées. *Paris.*

Annales des Mines. *Paris.*

Annales des Ponts et Chaussées. *Paris.*

Annales du Conservatoire des Arts et Métiers. *Paris.*

Annales des Travaux publics. *Paris.*

Annales du Génie civil. *Paris.*

Annales industrielles. *Paris.*

Annales télégraphiques. *Paris.*

Bulletin de la Société d'Encouragement. *Paris.*

Bulletin de la Société industrielle de Rouen. *Rouen.*

Bulletin de la Société industrielle de Saint-Quentin. *Saint-Quentin.*

Bulletin de la Société scientifique industrielle de Marseille. *Marseille.*

Bulletin du Canal Interocéanique. *Paris.*

Bulletin du Comité des Forges de France. *Paris.*

Bulletin mensuel de l'Association amicale des anciens Élèves de l'École centrale des Arts et Manufactures.

Canal de Suez (Le), Bulletin décadaire. *Paris.* [*Paris.*

Compte rendu de l'Association française pour l'Avancement des Sciences. *Paris.*

Compte rendu de la Société technique de l'Industrie du Gaz en France. *Paris.*

Comptes rendus de l'Académie des Sciences. *Paris.*

Journal de l'Éclairage au Gaz. *Paris.*

Journal de l'École polytechnique. *Paris.*

Journal de Mathématiques pures et appliquées. *Paris.*

Journal de Physique. *Paris.*

Journal des Travaux publics. *Paris.*

Lumière électrique (La). *Paris.*

Mémoires de la Société nationale des Sciences naturelles et mathématiques de Cherbourg. *Cherbourg.*

Mémoires et Comptes rendus de la Société des Ingénieurs-

Mondes (Les), Cosmos. *Paris.* [civils. *Paris.*

Nature (La). *Paris.*

Nouvelles Annales de la Construction. *Paris.*

Portefeuille économique des Machines. *Paris.*

Revue d'Artillerie. *Paris.*

Revue de Géologie. *Paris.*

Revue générale de l'Architecture. *Paris.*

Revue générale des Chemins de fer. *Paris.*

Revue industrielle. *Paris.*

Revue maritime et coloniale. *Paris.*

6. Holland.

Jaarboek van het Mijnwesen in Nederlandsch Oost Indië. *Amsterdam.*

Opmerker (De). *Arnhem.*
Tijdschrift van het Koninklijk Instituut van Ingenieurs. *s'Gravenhage.*

7. Indien.

Journal and Proceedings of the Asiatic Society of Bengal. *Calcutta.*
Journal and Proceedings of the Asiatic Society of Bengal, Bombay Branch. *Bombay.*
Professional Papers on Indian Engineering. *Roorkee.*

8. Italien.

Atti del Collegio degli Architetti ed Ingegneri in Firenze. *Firenze.*
Atti del Collegio degli Ingegneri ed Architetti in Milano. *Milano.*
Atti della R. Accademia dei Lincei. *Roma.*
Atti della Società degli Ingegneri e degli Industriali di Torino. *Torino.*
Giornale dei Lavori pubblici e delle Strade Ferrate. *Roma.*
Giornale del Genio civile. *Roma.*
L'Ingegneria civile e le Arti industriali. *Torino.*
Memorie del Reale Istituto Lombardo. *Milano.*
Politecnico (Il). *Milano.*
Rendiconti del Reale Istituto Lombardo. *Milano.*
Rivista marittima. *Roma.*

9. Neu-Süd-Wales.

Transactions of the Royal Society of New South Wales. *Sidney.*

10. Neu-Seeland.

Transactions and Proceedings of the New Zealand Institute. *Wellington.*

11. Oesterreich.

Allgemeine Bauzeitung. *Wien.*
Berg- und hüttenmännisches Jahrbuch. *Wien.*
Denkschriften der K. Akademie der Wissenschaften. *Wien.*
Mittheilungen aus dem Gebiete des Seewesens. *Pola.*
Mittheilungen der K. K. Central-Commission für Erforschung und Erhaltung der Kunst- und historischen Denkmale. *Wien.*
Mittheilungen des Architekten- und Ingenieur-Vereines in Böhmen. *Prag.*
Mittheilungen über Gegenstände des Artillerie- und Genie-Wesens. *Wien.*
Oesterreichische Zeitschrift für Berg- und Hüttenwesen. *Wien.*
Technische Blätter. *Prag.*
Wochenschrift des österreichischen Ingenieur- und Architekten-Vereins. *Wien.*
Zeitschrift des berg- und hüttenmännischen Vereins für Kärnten. *Klagenfurt.*
Zeitschrift des österreichischen Ingenieur- und Architekten-Vereins. *Wien.*

12. Portugal.

Revista de Obras publicas. *Lisboa.*

13. Russland.

Gorny Journal. (Mining Journal.) *St. Petersburg.*
Notizblatt des technischen Vereins zu Riga. *Riga.*
Zapisky Imperatorskavo russkavo tekhnitcheskavo Obstchestva. (Transactions of the Imperial Russian Technical Society.) *St. Petersburg.*

14. Scandinavien.

Ingeniörs-Föreningens Förhandlingar. *Stockholm.*
Jernkontorets Annaler. *Stockholm.*

15. Spanien.

Anales de Obras publicas, Memorias y Documentos. *Madrid.*
Revista de Obras publicas. *Madrid.*

16. Schweiz.

Bibliothèque universelle et Revue suisse: Archives des Sciences physiques et naturelles. *Genève.*
Bulletin de la Société vaudoise des Ingénieurs et des Architectes. *Lausanne.*
Eisenbahn (Die). *Zürich.*
Technische Mittheilungen des schweizerischen Ingenieur- und Architekten-Vereins. *Zürich.*

17. Ungarn.

A magyar mérnök és épitész-egylet közlönye. *Budapest.*

18. Vereinigte Staaten.

American Engineer. *Chicago.*
American Gas-Light-Journal. *New York.*
American Journal of Mathematics, pure and applied. *Baltimore.*
American Journal of Science and Arts. *New Haven.*
Bulletin of the American Iron and Steel Association. *Philadelphia.*
Engineering and Mining Journal. *New York.*
Engineering News. *New York.*
Journal of the Franklin Institute. *Philadelphia.*
Proceedings of the American Academy of Arts and Sciences. *Boston.*
Proceedings of the American Association for the Advancement of Science. *Salem.*
Proceedings of the American Philosophical Society. *New York.*
Proceedings of the Civil Engineers' Club of the Northwest. *Chicago.*
Proceedings of the Engineers' Club of Philadelphia. *Philadelphia.*
Proceedings of the Engineers' Society of Western Pennsylvania. *Philadelphia.*
Railroad Gazette. *New York.*
Scientific American. *New York.*
Smithsonian Contributions to Knowledge. *Washington.*
Transactions of the American Institute of Mining Engineers. *Easton.*
Transactions of the American Society of Civil Engineers. *New York.*
Van Nostrand's Engineering Magazine. *New York.*

19. Victoria.

Transactions and Proceedings of the Royal Society of Victoria. *Melbourne.*

Dresden, August 1881.

Dr. Hartig.

Calorimetrische Untersuchung der Dampfmaschinen.

Von

Gustav Zeuner.

Im Bulletin de la Société industrielle de Mulhouse findet sich, vom Jahre 1855 an gerechnet, bis in die neueste Zeit eine Reihe von interessanten und für die Erweiterung der Theorie der Dampfmaschinen hochwichtigen Aufsätzen, deren Verfasser Hirn, Leloutre, Hallauer, Scheurer-Kästner, Meunier, Poupardin und Grosseteste die Resultate von Versuchen vorführen und besprechen, die, grossen Theiles von den Genannten, im Elsass an Dampfmaschinen verschiedener Construction im Laufe der angegebenen Zeit ausgeführt worden sind.

Die ersten dieser Versuche wurden von dem ausgezeichneten Gelehrten und Experimentator Adolf Hirn mit bewunderungswürdiger Geschicklichkeit und unter Anwendung neuerer und schärferer Beobachtungsmethoden an einer grossen Maschine in Logelbach bei Colmar angestellt und bilden den Ausgangspunkt für alle folgenden elsässer Versuche, von denen insbesondere die Versuche von Hallauer und Leloutre, welche zum Theil unter Leitung und Mitwirkung Hirn's, sowie zum Theil ebenfalls an der Logelbacher Dampfmaschine ausgeführt wurden, zu nennen sind. Spätere Untersuchungen Hallauer's erstrecken sich auf Corlissmaschinen, mit und ohne Dampfmantel, sowie auf Maschinen mit besonderem Expansionscylinder.

Das Ziel aller dieser Versuche war in erster Linie die Gewinnung von Material zum weiteren Ausbau der Theorie der Dampfmaschine, im Weiteren aber die Entscheidung der Frage, welchen Einfluss die Cylinderwandungen auf die Zustandsänderungen des Dampfes im Dampfmaschinencylinder und auf die Leistung der Dampfmaschine resp. den Dampfverbrauch haben, sowie welche Vortheile die Anwendung von Dampfmänteln gewährt.

Hirn, dem wir, wie erwähnt, die Anregung zu diesen Versuchen und die Feststellung des angegebenen Zieles verdanken, kommt in fast allen seinen Abhandlungen, besonders aber ausführlich in der dritten Auflage seines Werkes „Exposition de la théorie mécanique de la chaleur", Paris 1876, wiederholt darauf zu sprechen, dass es durchaus unstatthaft sei, bei der Beurtheilung der Dampfmaschine den Einfluss der Cylinderwandungen unberücksichtigt zu lassen und weist, an der Hand seiner und der elsässer Versuche überhaupt, darauf hin, dass die Wirkung der Cylinderwandungen auf einen Wärmeverlust, ja unter Umständen auf einen ganz enormen Wärme- resp. Arbeitsverlust führe.

Mit diesem Hinweise wird nun freilich (scheinbar) alles stark erschüttert, was an theoretischen Untersuchungen über Dampfmaschinen seit den grundlegenden Arbeiten über mechanische Wärmetheorie bekannt geworden ist, und der Einwurf wäre um so schwerwiegender, als er gerade von Hirn, einem der Hauptförderer der neueren Wärmelehre, ausgeht.

Sehe ich zunächst ab von der Aufführung derjenigen Arbeiten, die ohne Hindeutung auf die elsässer Versuche und Abhandlungen die Frage über die Wirkung der Cylinderwandungen resp. des Dampfmantels berühren, so sind nur wenig Arbeiten zu erwähnen. Vor Allem ist Gustav Schmidt zu nennen, der das Verdienst hat, durch eine Reihe von vortrefflichen Referaten in den „technischen Blättern", sowie in „Dingler's polytechnischem Journal" die Hirn'schen und Hallauer'schen Arbeiten weiteren Kreisen zugänglich gemacht zu haben. G. Schmidt stimmt in der Hauptsache den Anschauungen der Elsässer vollständig bei.

In Frankreich ist Ledoux[1]) der Frage näher getreten; dessen Arbeit schliesst sich zwar nicht unmittelbar an die elsässer Arbeiten an, doch ist sie wegen

1) Ledoux: De la condensation de la vapeur à l'intérieur des cylindres des machines. Annales des mines 1877.

ihrer eigenthümlichen mathematischen Behandlungsweise und deshalb bemerkenswerth, weil sie zur Zeit als die ausführlichste theoretische Arbeit in der genannten Richtung zu bezeichnen ist. Obgleich ich in meinen folgenden Untersuchungen die Hirn'sche Darstellung als Ausgangspunkt wählen werde, so gelten meine kritischen Bemerkungen doch auch der Arbeit von Ledoux.

Endlich sind nur noch zwei Abhandlungen des Belgiers Dwelshauvers-Dery zu erwähnen.[1]) Die erstere der unten citirten Arbeiten bespricht die elsässer Versuche im Allgemeinen, aber sehr ausführlich, betont die unbestreitbar grossen Verdienste Hirn's und stellt den Antheil fest, den dessen Mitarbeiter an der Gewinnung der wichtigsten Resultate der Versuche und Rechnungen einzeln gehabt haben. In der andern Abhandlung erläutert Dwelshauvers-Dery, was hier überhaupt zum ersten Male geschieht, die elsässer Anschauungen durch allgemeine, für alle Fälle (Maschine mit einem Cylinder) gültige Gleichungen. Die kurze, elegant geschriebene Abhandlung giebt die betreffenden Gleichungen allerdings in so allgemeiner Form, dass sie erst einer Umformung unterworfen werden müssten, wenn sie zur Beurtheilung bestimmter Versuchsergebnisse benutzt werden sollten.

Auf andere Arbeiten, die nicht directen Bezug auf die elsässer Untersuchungen haben, werde ich im Verlaufe der folgenden Untersuchungen zu sprechen kommen, doch mag hier noch eine Abhandlung von Prof. Pasquier in Louvain[2]) Erwähnung finden, da mich dieselbe zur Veröffentlichung der vorliegenden Arbeit veranlasst hat. Der erste Theil der citirten Abhandlung bespricht die elsässer Untersuchungen an der Hand eines Theiles der Hallauer'schen Versuche; derselbe enthält aber nichts Neues für diejenigen, welche die elsässer Abhandlungen, wenn auch nur zum Theil gelesen haben. Der zweite Theil der Abhandlung ist unter der Ueberschrift „Réfutation de certaines erreurs contenues dans divers ouvrages récents" zusammengefasst; hier werden diejenigen verschiedenen (in französischer Sprache erschienenen) Werke über mechanische Wärmetheorie, wie die von Rankine, Clausius, Verdet, Briot u. A. besprochen, die auf eine theoretische Untersuchung der Dampfmaschinen eingegangen sind; auch meine Schriften und einige französische Arbeiten, welche sich auf dieselben stützen, werden in das Bereich der Kritik gezogen, die im Wesentlichen freilich nur darin besteht, dass aus den verschiedenen Arbeiten einzelne Sätze ohne Beweise als schwere Irrthümer hingestellt werden.

Die Darstellung von Pasquier muss auf den Leser den Eindruck machen, als sei durch die elsässer Untersuchungen alles hinfällig geworden, was in den citirten Werken über Dampfmaschinentheorie gegeben worden ist und als wenn die Verfasser der, der neuern Zeit angehörigen Bücher aus Unkenntniss, oder weil sie die Bedeutung der elsässer Versuche unterschätzen, ein näheres Eingehen auf dieselben unterlassen hätten.

Die Verhältnisse liegen aber denn doch anders. Beim ersten Studium der elsässer Abhandlungen und der im Vorstehenden angegebenen Schriften kann es allerdings auffallend erscheinen, dass die Resultate der schönen und verdienstvollen Versuche nicht längst schon Anlass zu erweiterten theoretischen Studien gegeben haben. Bei näherem Zusehen findet sich aber leicht die Erklärung.

Leider sind in den betreffenden Abhandlungen die Abmessungen der untersuchten Maschinen fast ohne Ausnahme nur sehr unvollständig angegeben und selbst die gewonnenen Beobachtungsresultate immer nur so weit aufgeführt, als gerade hinreicht, die speciellen Fragen, deren Beantwortung die Verfasser ausschliesslich vor Augen haben, zu erörtern.

Ferner sind den Arbeiten entweder gar keine oder nur sehr unvollkommen wiedergegebene Abbildungen der Indicatordiagramme, deren Angaben die Verfasser doch in der ausgedehntesten Weise benutzt haben, beigefügt; es fehlten daher die Mittel, die angestellten Rechnungen zu controliren und die Versuche zu weiter gehenden theoretischen Studien zu verwerthen.

Wenn man nun auch keinerlei Zweifel an der Zuverlässigkeit der Versuche selbst aufkommen lassen darf, so ist, und das möchte ich besonders betonen, eine ganz andere Frage die, ob man in allen Theilen mit der Discussion und der theoretischen Verwerthung, welche die Versuche in den elsässer Abhandlungen gefunden haben, einverstanden sein müsse. Ich meinestheils hege längst Zweifel an der Zuverlässigkeit einzelner Schlussfolgerungen und glaube dieselben neben einer ausführlichen Darlegung der elsässer Arbeiten einmal aussprechen zu müssen.

---

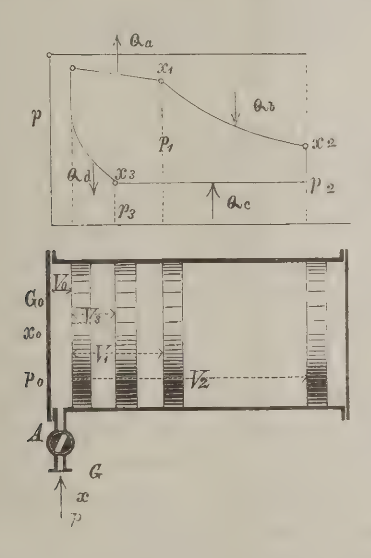
1) Dwelshauvers-Dery:
1) Les découvertes récentes concernant la machine à vapeur. Revue universelle de mines 1879, 1880 (Band 4, 5, 6 und 7).
2) Exposé succinct de la théorie pratique des moteurs à vapeurs. Revue universelle de mines 1880.

2) Étude des machines à vapeur principalement basée sur les expériences de MM. G. A. Hirn und O. Hallauer. Bruxelles 1880.

Meine folgenden Untersuchungen sollen sich aber nur auf Maschinen mit **einem** Cylinder beziehen, weil die hier einschlagenden Fragen zunächst für den einfachsten Fall entschieden werden müssen; es soll daher vorerst auch der Einfluss eines Dampfmantels unbesprochen bleiben. Sind einmal die differirenden Ansichten ausgeglichen, so wird es keine Schwierigkeiten haben, die Untersuchungen auch auf Woolf'sche und Compound-Maschinen auszudehnen.

In meinen Darlegungen werde ich zuerst vollständig dem Gedankengange Hirn's folgen, unter der Hand aber bei der Besprechung der einzelnen Phasen der Dampfvertheilung schon einige Erweiterungen eintreten lassen, um weiterhin für meine kritischen Bemerkungen bequemen Anschluss zu haben.

§ 1. In nachstehender Figur ist ein Dampfcylinder mit dem zugehörigen Indicatordiagramme skizzirt. Im Dampfrohre A wird der vom Dampfkessel kommende Dampf durch einen Hahnen oder ein Ventil gedrosselt und füllt nun, wenn vorerst von der Wirkung des Voreilens, also vom Voreintritt abgesehen wird, den schädlichen Raum, dessen Volumen V_0 sein mag, aus.



Das Gewicht der Dampf- und Flüssigkeitsmischung, die pro Kolbenschub eingeführt wird, sei G Kilogr., der Druck p und die specifische Dampfmenge dieses Kesseldampfes sei x, demnach kommt das Gewicht Gx dampfförmig und $G(1-x)$ im flüssigen Zustande herbei.

Im schädlichen Raume V_0 finden sich G_0 Kilogr. nasser Dampf vor, der Druck daselbst sei p_0 und die specifische Dampfmenge x_0.

Legt der Kolben während der Admission den Raum V_1 zurück, so befinden sich bei Beginn der Expansion $(G + G_0)$ Kilogr. nasser Dampf im Cylinder, das Volumen desselben ist $(V_1 + V_0)$; der Enddruck der Admission sei p_1 und x_1 im Augenblicke des Absperrens die specifische Dampfmenge.

Die Rechnung, auf die wir speciell eingehen werden, zeigt nun, dass die specifische Dampfmenge x_1 am Ende der Admission kleiner, unter Umständen beträchtlich kleiner ist, als der gleiche Werth x des Kesseldampfes; es findet daher während der Admission ein Niederschlagen von Dampf statt, und zwar rührt die Condensation ausschliesslich (nach Hirn) her von der abkühlenden Wirkung der Cylinderwandung, weil die Wandung vorher während des Dampfausströmens mit Dampf von niedrigem Drucke und niedrigerer Temperatur in Berührung stand. Die Wärmemenge, welche dem Dampfe während der Admission von der Cylinderwandung entzogen wird, sei im Folgenden mit Q_a bezeichnet.

Am Ende der Expansion (vom Voraustritt hier abgesehen), also am Ende des Hubes, sei x_2 die specifische Dampfmenge, p_2 der Druck und V_2 sei der Kolbenweg während des ganzen Schubes. Das im Cylinder enthaltene Dampfgewicht $(G + G_0)$, Dampf und Wasser, nimmt daher das Volumen $(V_2 + V_0)$ ein. Die Rechnungen ergeben dann, dass die specifische Dampfmenge x_2 am Ende der Expansion grösser als im Anfange (x_1) ist, es ist daher (nach Hirn) zu schliessen, dass die Expansion unter Wärmemittheilung von Seiten der Cylinderwandung stattfindet; die betreffende Wärmemenge mag mit Q_b bezeichnet werden. In der Figur ist die Wärmeentziehung resp. die Wärmemittheilung, welche der Dampf im Cylinder erfährt, durch Pfeile angedeutet, die von dem betreffenden Theile der Indicatordiagrammcurve abgewendet resp. gegen denselben gerichtet sind. Die Rechnungen ergeben $Q_a > Q_b$, sonach bliebe in der Cylinderwandung Wärme zurück, die beim Kolbenrückgange zur Geltung kommen wird.

So lange nun beim Kolbenrückgange das Innere des Cylinders mit dem Condensator in Verbindung steht, übertragen die Cylinderwandungen an den ausströmenden Dampf die Wärmemenge Q_c und kühlen sich dabei ab. Am Ende des Ausströmens, bei Beginn der Compression, sei p_3 der Druck und x_3 die specifische Dampfmenge des eingeschlossenen Dampf- und Flüssigkeitsgewichtes G_0, und der Raum, den der Kolben während der Compression und bis zum Ende des Kolbenhubes zurückzulegen hat, werde mit V_3 bezeichnet. Da während der Compression Druck- und Temperaturerhöhung stattfindet, so wird während desselben wiederum eine gewisse Wärmemenge, die mit Q_d bezeichnet werden mag, an die Cylinderwandung abgegeben.

Ueberblickt man den ganzen Kreislauf, so wird also während der Admission und Compression die Wärmemenge $Q_a + Q_d$ von der Cylinderwandung aufgenommen und umgekehrt während der Expansion und während des Austrittes die Wärmemenge $Q_b + Q_c$ an den Dampf abgegeben und es besteht daher, wenn von einem Wärmeverluste nach aussen hin (durch Ausstrahlung) abgesehen wird, die Beziehung

$$Q_a + Q_d = Q_b + Q_c \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (1)$$

Wollte man auf den Wärmeverlust durch Ausstrahlung Rücksicht nehmen und wäre dieser Verlust pro Schub Q_v und läge noch ein Dampfmantel vor, der dem Cylinder pro Kolbenschub die Wärmemenge Q_m liefert, so würde sich die Gleichung schreiben, wie folgt:

$$Q_a + Q_d + Q_m = Q_b + Q_c + Q_v \quad . \quad . \quad . \quad (1^a)$$

Halte ich mich zunächst an den einfachen, durch Gl. (1) gegebenen Fall, so ist es vor Allem das durch Q_c bezeichnete Glied, welchem die Elsässer ihre Aufmerksamkeit vorzugsweise zuwenden; dasselbe repräsentirt, wie erwähnt, die Wärmemenge, welche von der Cylinderwandung dem ausströmenden Dampfe übergeben und durch diesen nach dem Condensator geführt wird. Den Werth Q_c bezeichnet Hirn, wie seine Mitarbeiter als „Refroidissement au condenseur“.

In den elsässer Arbeiten wird nun die Wärmemenge Q_c, die nach den Rechnungen in denselben unter Umständen viel grösser ausfällt, als die gesammte Wärmemenge, welche von der Maschine pro Schub in Arbeit umgesetzt wird, geradezu als Maass und Vergleichswerth für die Güte der Maschine hingestellt. Ich werde daher auf die Bestimmungsweise der genannten Grösse näher eintreten und entwickle zu diesem Zwecke zunächst zwei Formeln der mechanischen Wärmetheorie, von denen auch in den elsässer Arbeiten ausgedehnt Gebrauch gemacht wird.

Ist s das specifische Volumen (Volumen der Gewichtseinheit) des gesättigten Dampfes vom Drucke p, σ das specifische Volumen des Wassers und ist x die specifische Dampfmenge, d. h. das Gewicht des Dampfes in der Gewichtseinheit Mischung von Dampf und Wasser, so ist das Volumen des Dampfes xs und des Wassers $(1-x)\sigma$, daher das Volumen v der Mischung

$$v = xs + (1-x)\sigma = xu + \sigma,$$

wenn man den Werth $s - \sigma$ mit u bezeichnet, welcher Werth sich in meinen Dampftabellen für verschiedene Pressungen berechnet findet. Ist das Gewicht der Mischung G und das Volumen derselben V, so folgt aus Vorstehendem:

$$V = G(xu + \sigma) \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (2)$$

oder da gewöhnlich σ als sehr klein vernachlässigt werden kann:

$$V = Gxu \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (2^a)$$

In solcher Form finden sich die Gleichungen zuerst bei Clausius.

Die andere Formel leitet sich in folgender Art ab. Soll aus 1^{kg} Wasser von 0^0 Temperatur unter constantem Drucke p Dampf gebildet werden, so ist das Wasser zunächst auf die dem Drucke p entsprechende Temperatur t zu erwärmen, hierzu ist die Wärmemenge q (Flüssigkeitswärme) erforderlich; werden nun weiter x^{kg} Wasser in Dampf verwandelt und ist ϱ die Wärme, die im Dampfe mehr enthalten ist, als im Wasser von gleicher Temperatur (innere latente Wärme), so ist $q + x\varrho$ die Wärmemenge, welche in der Gewichtseinheit Mischung von Dampf- und Wasser mehr enthalten ist, als in einem Kilogramm Wasser von 0^0. Bei G Kilogr. Mischung sei dieser Mehrbetrag mit J bezeichnet, man hat daher

$$J = G(q + x\varrho) \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (3)$$

Den Werth J werde ich in den folgenden Untersuchungen als „Wärmeinhalt“ bezeichnen; die, verschiedenen Pressungen entsprechenden, Werthe der Wärmemengen q und ϱ finden sich in meinen Tabellen angegeben.

Gl. (3) habe ich in vorstehender Form zuerst gegeben, dieselbe bildet im Vereine mit Gl. (2) die Hauptgrundlage für die folgenden Rechnungen, wie für die Rechnungen in den elsässer Abhandlungen. Man darf aber, und das möchte ich schon hier hervorheben, bei der Verwendung beider Gleichungen und anderer daraus abgeleiteter Formeln nicht übersehen, dass sie nur für den Gleichgewichtszustand gültig sind. Ist daher die in einem Raume eingeschlossene Dampf- und Flüssigkeitsmischung in stürmischer Bewegung oder expandirt sie unter Ueberwindung eines äusseren Druckes, der kleiner ist, als der dem Gleichgewichtszustande entsprechende Dampfdruck (nicht umkehrbarer Process), so gelten die Formeln nicht mehr und die aus der Anwendung derselben entspringenden Rechnungsresultate bedürfen noch besonderer Erläuterung.

Es mögen nun die einzelnen Theile der Dampfvertheilung, wie sie oben schon flüchtig berührt wurden, specieller Untersuchung unterworfen werden.

§ 2. Vorgänge während der Admission. Lege ich die bei Besprechung der Figur angegebene Bezeichnung zu Grunde und nehme ich an, der Dampfkessel werde mit Wasser von 0^0 gespeist (eine andere Speise-

wassertemperatur führt, wie sich leicht übersieht, schliesslich auf dieselben Resultate), so sind im Kessel zunächst (pro Schub) G Kilogr. Wasser auf die Kesseltemperatur zu erwärmen, was die Wärmemenge Gq verlangt, dann sind Gx Kilogr. Wasser bei constantem Drucke p in Dampf zu verwandeln, was die Wärmemenge Gxr fordert, wenn mit r die latente Wärme (Verdampfungswärme) bezeichnet wird.

Dem Kessel wird demnach pro Schub die Wärmemenge $G(q+xr)$ mitgetheilt; der Wärmeinhalt der im schädlichen Raume befindlichen Dampf- und Flüssigkeitsmischung ist nach Gl. (3): $G_0(q_0+x_0\varrho_0)$, während am Ende der Admission nach der in der Figur gegebenen Bezeichnung der Wärmeinhalt der $(G+G_0)^{\text{kg}}$-Mischung $(G+G_0)(q_1+x_1\varrho_1)$ beträgt.

Es ist nun ersichtlich, dass die drei Werthe in folgender Art zusammengefasst:

$$G(q+xr)+G_0(q_0+x_0\varrho_0)-(G+G_0)(q_1+x_1\varrho_1)$$

die Wärmemenge repräsentiren, die zu einem Theile an die Cylinderwandung abgegeben wird (Q_a), zum andern Theil zur äusseren Arbeit, Admissionsarbeit, verbraucht wird. Bezeichnet man die Admissionsarbeit, in Wärmeeinheiten gemessen, mit L_a, so findet sich nun als unsere erste Hauptgleichung:

$$L_a+Q_a=G(q+xr)+G_0(q_0+x_0\varrho_0)-(G+G_0)(q_1+x_1\varrho_1) \quad . \quad (\mathrm{I})$$

und aus derselben liesse sich die Wärmemenge Q_a, die während der Admission an die Cylinderwandung abgegeben wird, berechnen, wenn alle Werthe auf der rechten Seite bekannt oder bestimmbar wären. Die Arbeit L_a liesse sich dem Indicatordiagramme entnehmen; man erhält dieselbe in bekannter Weise in Meterkilogrammen und hätte den Werth dann nur durch das mechanische Wärmeäquivalent 424 zu dividiren, um die Grösse L_a der Formel zu erhalten.

Gl. (I) lässt sich in folgender Art umformen. Nach Gl. (2^a) ist nämlich

$$G_0x_0u_0=V_0 \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (4)$$

und

$$(G+G_0)x_1u_1=V_1+V_0 \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (5)$$

Benutzt man diese Ausdrücke, so folgt aus Gl. (I), wie sich leicht verfolgen lässt, der weitere Ausdruck:

$$L_a+Q_a=G(q-q_1+xr)-V_1\frac{\varrho_1}{u_1}-V_0\left(\frac{\varrho_1}{u_1}-\frac{\varrho_0}{u_0}+\frac{q_1-q_0}{x_0u_0}\right) \quad . \quad (\mathrm{I}^a)$$

Für den Fall, dass der Admissionsdruck constant, also gleich dem Enddrucke p_1 ist, bestimmt sich die Admissionsarbeit durch V_1p_1 oder in Wärmeeinheiten gemessen:

$$L_a=AV_1p_1,$$

wobei A das Wärmeäquivalent der Arbeitseinheit ist ($A=1:424$).

Substituirt man L_a in Gl. (I^a) und berücksichtigt man die Beziehung $r_1=\varrho_1+Ap_1u_1$, so folgt auch noch:

$$Q_a=G(q-q_1+xr)-V_1\frac{r_1}{u_1}-V_0\left(\frac{\varrho_1}{u_1}-\frac{\varrho_0}{u_0}+\frac{q_1-q_0}{x_0u_0}\right) \quad (\mathrm{I}^b)$$

Arbeitet die Dampfmaschine mit **überhitzten** Dämpfen und ist beim Drucke p die Temperatur des überhitzten Dampfes t_x und c_p die specifische Wärme bei constantem Drucke (nach **Regnault** ist für Wasserdampf $c_p=0{,}4805$), so ist einfach in Gl. (I), (I^a) und (1^b) statt $q+xr$ im ersten Gliede auf der rechten Seite $[q+r+c_p(t_x-t)]$ zu substituiren, wobei allerdings vorausgesetzt wird, dass trotz Anwendung überhitzten Dampfes **am Ende** der Admission nasser Dampf vorhanden ist. Es wäre mir leicht, die Gleichungen auch für den Fall umzuformen, dass am Ende der Admission, trotz der Abkühlung während derselben, der Dampf noch überhitzt ist; es mag aber, als zu weit abführend, die Aufstellung der Gleichung für den bezeichneten Fall unterbleiben.

Die Gln. (I), (I^a) und (I^b) geben, allerdings in wesentlich vollständigerer Form, die Formeln wieder, nach welchen in den elsässer Abhandlungen die Wärmemenge Q_a berechnet wird. Das Gewicht G und die specifische Dampfmenge x des vom Kessel kommenden Dampfes wird dort durch directe Beobachtungen bestimmt, die übrigen Grössen lassen sich aus den Abmessungen der Maschine und den Angaben des Indicatordiagrammes bestimmen, mit einziger Ausnahme der specifischen Dampfmenge x_0 im schädlichen Raume; bezüglich dieser Grösse wird aber entweder einfach $x_0=1$, d. h. im schädlichen Raume trocken gesättigter Dampf angenommen, oder, wie es z. B. von **Hirn** geschieht, das Gewicht G_0 von Dampf und Wasser im schädlichen Raume als sehr klein **ganz** vernachlässigt. Erlaubt man sich die letzte Annahme, also $G_0=0$ und $V_0=0$ zu setzen, so giebt Gl. (I^b) in Verbindung mit Gl. (5):

$$Q_a=G(q-q_1+xr-x_1r_1).$$

Findet kein Drosseln statt, darf man also auch noch den Kesseldruck als identisch mit dem Admissionsdrucke ansehen, so ist $q=q_1$ und $r=r_1$ und es folgt:

$$Q_a=Gr(x-x_1),$$

eine Formel, die Hirn u. A. vielfach angewendet haben, und die, wie schon aus der ganzen hier gegebenen Entwickelung hervorgehen muss, ganz gewiss unannehmbar ist. Aber auch schon die vorher erwähnte Substitution $x_0 = 1$ halte ich für unzulässig; bis jetzt hat noch Niemand den Nachweis liefern können (behauptet wurde es allerdings schon mehrfach), dass der Dampf im schädlichen Raume trocken sei, also kein Wasser beigemischt enthalte. Ich bin vielmehr der Ansicht, dass die beigemischte Wassermenge sehr beträchtlich sein kann; dann ist x_0 ein sehr kleiner Bruch und das letzte Glied in Gl. (I^a) kann so einflussreich werden, dass es keineswegs vernachlässigt werden darf, weil man sonst die Wärmemenge Q_a, die an die Cylinderwandung übergehen soll, zu gross erhält.

Das ist mein erster Einwurf gegen die elsässer Arbeiten, den ich im Uebrigen noch weiter besprechen werde.

Hierzu tritt aber sofort noch ein anderer Einwand. Wenn man, wie es in den genannten Arbeiten durchgehends geschieht, den Enddruck p_1 der Admission dem Indicatordiagramme, und die zugehörigen Werthe von u_1, q_1 und ϱ_1 den Tabellen entnimmt und in Gl. (I) resp. (5) substituirt, so macht man stillschweigend die Voraussetzung, dass die Dampfmasse im Cylinder am Ende der Admission im Gleichgewicht sei; es ist aber ganz unzweifelhaft, dass im Gegentheile in diesem Augenblicke eine stürmische Bewegung vorliegt. Denkt man sich unmittelbar nach dem Absperren den Kolben festgehalten, so tritt erst allmälig der Gleichgewichtszustand ein, der Druck p_1 wächst auf einen grössern Werth p_1' und der diesem Drucke zugehörige Werth u_1' ist kleiner als u_1. Substituirt man nun den richtigen Werth u_1' in Gl. (5), so erhält man x_1 grösser, als durch die Substitution von u_1.

Die elsässer Rechnungen geben daher x_1 zu klein, d. h. sie nehmen für die Admission eine stärkere Condensation an, als wirklich vorliegt, überschätzen also auch nach dieser Richtung den Wärme entziehenden Einfluss der Cylinderwandungen während der Admission.

Auf das im Vorstehenden Bemerkte habe ich im Uebrigen schon früher hingewiesen; in der betreffenden Abhandlung[1]) ist auch die obige Gl. (I^b) bereits angegeben (mit etwas anderer Beziehung), aber auf ganz anderem Wege entwickelt. Ich habe allerdings dort den Einfluss der Cylinderwandung ganz unberücksichtigt gelassen, $Q_a = 0$ gesetzt und die Gleichung benutzt, um das Gewicht des Dampf- und Flüssigkeitsgemisches G pro Schub zu berechnen. In einem Referate[1]) über diese Abhandlung habe ich dann aber gezeigt, dass man für nassen und überhitzten Dampf auf die durch praktische Erfahrungen bestimmte Dampfmenge G gelangen kann, wenn man das Vorhandensein einer entsprechenden Wassermenge im schädlichen bei Beginn des Hubes voraussetzt. Ich werde auch auf diese Frage unten zurückkommen, vorerst aber die Untersuchungen im Sinne der Hirn'schen Ansichten weiterführen.

§ 3. Vorgänge während der Expansion. Wird die Arbeit, welche durch die Expansion gewonnen wird, in Wärmeeinheiten gemessen, mit L_b bezeichnet und ist Q_b die Wärme, welche die Cylinderwandung an den expandirenden Dampf abgiebt, so repräsentirt $L_b - Q_b$ die Wärmemenge, welche während der Expansion vom Dampfe hergegeben wird. Nun ist nach § 2 der Wärmeinhalt im Dampfe bei Beginn der Expansion:

$$(G + G_0)(q_1 + x_1 \varrho_1);$$

dagegen am Ende derselben unter Zugrundelegung der in der Figur angegebenen Bezeichnung:

$$(G + G_0)(q_2 + x_2 \varrho_2).$$

Man erhält daher als Grundgleichung:

$$L_b - Q_b = (G + G_0)(q_1 - q_2 + x_1 \varrho_1 - x_2 \varrho_2) \quad . \quad (II)$$

Benutzt man hier nach Gl. (2^a) noch die Beziehungen:

$$G_0 x_0 u_0 = V_0 \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (6)$$

sowie

$$(G + G_0) x_1 u_1 = V_1 + V_0 \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (7)$$

und

$$(G + G_0) x_2 u_2 = V_2 + V_0 \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (8)$$

so verwandelt sich Gl. (II), wie man leicht übersieht, in die folgende:

$$L_b - Q_b = G(q_1 - q_2) + V_1 \frac{\varrho_1}{u_1} - V_2 \frac{\varrho_2}{u_2} + V_0 \left(\frac{\varrho_1}{u_1} - \frac{\varrho_2}{u_2} + \frac{q_1 - q_2}{x_0 u_0} \right) \quad . \quad (II^a)$$

Bei Benutzung von Gl. (II) hat man zunächst die specifische Dampfmenge x_1 und x_2 (im Anfange und am Ende der Expansion) aus den Gl. (7) und (8) zu berechnen, während Gl. (II^a) direct auf den Werth Q_b führt.

Auch die vorstehenden Gleichungen finden sich nicht in dieser Form und Vollständigkeit in den elsässer Abhandlungen.

---

1) Ueber die Wirkung des Drosselns und den Einfluss des schädlichen Raumes auf die bei Dampfmaschinen verbrauchte Dampfmenge. Civilingenieur 1875, Bd. XXI, S. 1.

1) Repertorium der literarischen Arbeiten aus dem Gebiete der reinen und angewandten Mathematik. 1876. Bd. I, S. 88.

Sind für die betreffende Dampfmaschine die Volumina V_0, V_1 und V_2 bekannt und ist G und x_0 gegeben, so bestimmen sich alle übrigen Grössen dieser Gleichungen mit Einschluss der Expansionsarbeit L_b mit Hülfe des Indicatordiagrammes; der letztgenannte Werth durch Planimetriren der von der Expansionscurve umschlossenen Fläche, die anderen Grössen nach den Dampftabellen; es lässt sich daher, zunächst abgesehen von den Einwürfen, die ich gegen diese Verwerthung der Gleichungen (II) in gleicher Art wie in § 2 bei Gl. (I) erheben muss, die Wärmemenge Q_b berechnen, welche die Cylinderwandungen an den expandirenden Dampf abgeben.

Liesse sich der Verlauf der Expansionscurve analytisch feststellen, so würde sich die Expansionsarbeit L_b berechnen lassen; in den elsässer Arbeiten finden sich derartige Rechnungen nach zwei verschiedenen Methoden, die ich beide, aber in erweiterter Form, wiedergeben werde.

Erste Hypothese. Denkt man sich, zunächst abgesehen von der im Obigen benutzten Bezeichnung, ein Kilogr. nassen Dampf vom Volumen v und vom Drucke p, vom Anfangsvolumen v_1 und Anfangsdrucke p_1 ab expandirend, so kann man annehmen, die Expansionscurve befolge das Gesetz:

$$p v^{\varkappa} = p_1 v_1^{\varkappa} \quad \ldots \ldots \quad (9)$$

wobei der Exponent $\varkappa$ eine constante Grösse bedeutet, die sich aus dem Curvenzuge bestimmen lässt; gelten die Werthe p, v und p_1, v_1 für zwei beliebige Punkte der Curve und sind diese Werthe durch Abmessungen gefunden, so bestimmt sich aus Gl. (9):

$$\varkappa = \frac{\log p_1 - \log p}{\log v - \log v_1}.$$

Berechnet man $\varkappa$ nach den Abmessungen einer Reihe von je zwei Punkten der Curve und findet sich hierbei $\varkappa$ constant oder nur wenig veränderlich, so kann man, aber auch nur dann, von Gl. (9) Gebrauch machen.

Bezeichnet man den Enddruck mit p_2 und das Endvolumen mit v_2, so findet sich hierauf die Expansionsarbeit in Wärmeeinheiten gemessen für ein Kilogr. Mischung:

$$L_b = A \int_{v_1}^{v_2} p\, dv,$$

oder unter Benutzung von Gl. (9), wenn man die einfache Integration ausführt:

$$L_b = \frac{A}{\varkappa - 1} p_1 v_1 \left(1 - \left(\frac{v_1}{v_2}\right)^{\varkappa - 1}\right) \quad \ldots \quad (10)$$

oder

$$L_b = \frac{A}{\varkappa - 1} p_1 v_1 \left(1 - \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{\varkappa - 1}{\varkappa}}\right) \quad \ldots \quad (10^a)$$

oder

$$L_b = \frac{A}{\varkappa - 1} (p_1 v_1 - p_2 v_2) \quad \ldots \ldots \quad (10^b)$$

Die letztere Schreibweise ist die bequemere; wende ich die Formel auf den obigen durch Gl. (II^a) gegegebenen Fall an, unter Berücksichtigung der Beziehungen:

$$(G + G_0) v_1 = V_1 + V_0 \text{ und } (G + G_0) v_2 = V_2 + V_0,$$

so ergiebt sich:

$$L_b = \frac{A}{\varkappa - 1} [V_1 p_1 - V_2 p_2 + V_0 (p_1 - p_2)] \quad . \quad (11)$$

Die Substitution dieses Werthes in Gl. (II^a) giebt dann eine Gleichung, aus der sich Q_b berechnen lässt, ohne dass man zur Bestimmung von L_b zur Planimetrirung des betreffenden Theiles der Indicatorfläche zu greifen braucht.

Die im Vorstehenden besprochene Methode ist insbesondere von Leloutre[1]) in ausgedehntem Maasse benutzt worden; auf die merkwürdigen Resultate seiner Untersuchungen werde ich zurückkommen; derselbe benutzte übrigens die Formeln in anderer, als in vorstehender Form.

Die Gleichungen (9) und (10) sind von mir auch schon für adiabatische Expansion angewendet worden, wobei ich für nassen Dampf den Exponenten $\varkappa$ nach der empirischen Formel $\varkappa = 1{,}035 + 0{,}1 . x_1$ bestimmte, unter x_1 die specifische Dampfmenge im Anfange verstanden.[2])

Setzt man die Expansion nach dem oben angenommenen Gesetze stattfindend voraus, so ist damit stillschweigend ein ganz bestimmtes Gesetz für die Veränderung der specifischen Dampfmenge x während der Expansion zu Grunde gelegt, auf welches bis jetzt noch nicht hingewiesen worden ist.

Aus Gl. (9) folgt $p v^{\varkappa} = c_1$, wenn ich den constanten Werth $p_1 v_1^{\varkappa}$, der dem Anfangszustande entspricht, mit c_1 bezeichne; nun ist aber $v = xu + \sigma$ oder σ als sehr klein vernachlässigt

$$p (xu)^{\varkappa} = c_1 \quad \ldots \ldots \quad (12)$$

1) Leloutre: Recherches expérimentales et analytiques sur les machines a vapeur. Mémoire, présenté à la Société Industrielle du Nord de la France.

Ich zähle die vorstehende Abhandlung zu den elsässer Arbeiten, da sämmtliche experimentelle Unterlagen derselben von Leloutre im Elsass gewonnen wurden.

2) Grundzüge der mech. Wärmetheorie. 2. Auflage. 1866. S. 342. (Neuer Abdruck 1877, S. 342.)

Andererseits findet sich, wie ich a. a. O. nachgewiesen, für trocknen gesättigten Wasserdampf die Gleichung (der Grenzcurve)

$$p s^n = c_2,$$

oder da $s = u + \sigma$ oder genau genug $s = u$ gesetzt werden kann:

$$p u^n = c_2 \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (13)$$

Dabei ist zu setzen, wenn p in Atmosphären (à 10 333 kg) substituirt wird, $n = 1{,}0646$ und $c_2 = 1{,}704$.

Eliminirt man aus Gleichung (12) und (13) den Werth von u, so folgt:

$$x p^{\left(\frac{1}{\varkappa} - \frac{1}{n}\right)} = c_3,$$

wo c_3 wieder eine Constante bedeutet; bezeichne ich nun den Exponenten $\frac{1}{\varkappa} - \frac{1}{n} = \frac{n - \varkappa}{n \varkappa}$ mit m, so ergiebt sich die Beziehung

$$x p^m = x_1 p_1{}^m = x_2 p_2{}^m \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (14)$$

auf die ich hier nebenbei hinweisen wollte. Differentiirt man Gl. (14), so folgt

$$m x dp + p dx = 0 \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (15)$$

Befinden sich nun in einem Raume G Kilogr. Dampf und Wasser, so ist bekanntlich die Wärmemenge dQ, welche für eine unendlich kleine Zustandsänderung erforderlich ist,

$$dQ = G T d \left(\tau + \frac{x r}{T}\right) \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (16)$$

wenn man unter τ die Temperaturfunction

$$\int_0^t \frac{dq}{T}$$

versteht, deren Werthe für verschiedene Temperaturen berechnet vorliegen.

Führt man in Gl. (16) die angedeutete Differentitation aus und ersetzt man dx durch den aus Gl. (15) hervorgehenden Werth, so erhält man leicht und auf viel kürzerem Wege die Resultate der interessanten Studie von J. Lüders[1]), auf die ich hier einfach verweisen kann.

Zweite Hypothese. Ein anderes Gesetz für den Verlauf der Expansionscurve nimmt Hirn an. Derselbe denkt sich die Wärme abgebende Cylinderwandung durch eine ideelle Wassermenge G' ersetzt, deren Temperatur in gleichem Maasse, wie die des expandirenden Dampfes abnimmt; es ist daher

$$dQ = - G' dq \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (17)$$

Die Verbindung mit Gl. (16) ergiebt dann, wenn man $dq = T d\tau$ substituirt

$$- G' d\tau = G d \left(\tau + \frac{x r}{T}\right)$$

oder

$$0 = \left(1 + \frac{G'}{G}\right) d\tau + d \left(\frac{x r}{T}\right).$$

Setzt man noch

$$\left(1 + \frac{G'}{G}\right) = \lambda \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (18)$$

welche Grösse für den vorliegenden Fall eine Constante ist, so ergiebt sich für die Expansionscurve die interessante Eigenschaft

$$d \left(\lambda \tau + \frac{x r}{T}\right) = 0$$

oder

$$\lambda \tau + \frac{x r}{T} = \text{Const.}$$

und für zwei beliebige Punkte derselben

$$\lambda (\tau_1 - \tau_2) = \frac{x_2 r_2}{T_2} - \frac{x_1 r_1}{T_1} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (20)$$

Bestimmt man aus Gl. (18) G', so folgt dann für das betreffende Stück der Expansionscurve die Wärmemenge Q aus Gl. (17)

$$Q = (\lambda - 1) G (q_1 - q_2) \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (21)$$

Diese Gleichungen gelten für eine unendliche Schaar von Expansionscurven. Für $\lambda = 1$ erhält man die adiabatische Curve, für $\lambda > 1$ liegt eine Wärmemittheilung, für $\lambda < 1$ eine Wärmeentziehung vor. Hirn giebt die Gleichungen in anderer Form und zieht vor, für jeden einzelnen Fall die Wassermenge G' zu berechnen; ich glaube aber, dass die Einführung der Constanten λ übersichtlicher ist; im Uebrigen habe ich dasselbe Problem in allgemeinerer Form schon früher gegeben.[1])

Uebertrage ich nun die vorstehenden Untersuchungen auf die Gleichungen (II) und (II[a]) im Anfange dieses Paragraphen, so wäre nach Gl. (21) die Wärmemenge Q_b, welche bei der Dampfmaschine die Wandungen an den expandirenden Dampf abgeben,

$$Q_b = (\lambda - 1)(G + G_0)(q_1 - q_2) \quad . \quad . \quad . \quad (22)$$

wobei λ durch folgende Formel zu bestimmen wäre.

1) J. Lüders: Zur Theorie des Indicatordiagrammes. Civilingenieur 1881, S. 226. (Vorliegender Band.)

1) Grundzüge der mech. Wärmetheorie. 2. Auflage. 1866. S. 357. (Neuer Abdruck 1877, S. 357.)

Multiplicirt man nämlich Gl. (20) auf beiden Seiten mit $(G+G_0)$ und beachtet Gln. (7) und (8), so ist:

$$\lambda(G+G_0)(\tau_1-\tau_2)=(V_2+V_0)\frac{r_2}{u_2\,T_2}-(V_1+V_0)\frac{r_1}{u_1\,T_1} \quad (23)$$

wobei an den Anfang und das Ende der Expansion gedacht wird. Bevor man diese Gleichungen als zulässig betrachten darf, wäre aber zu untersuchen, ob der Werth λ sich in der That auch für andere Punkte der Expansionscurve des Indicatordiagrammes von gleicher Grösse herausstellt. Nachweise dieser Art liegen von Hirn nicht vor, wohl aber zeigt derselbe an einigen Beispielen, dass die unter Voraussetzung der angenommenen Expansionscurve berechnete Expansionsarbeit befriedigend mit dem Werthe übereinstimmt, der sich für dieselbe aus der Indicatorfläche ableitet. Emil Herrmann[1]), der die Frage ähnlich behandelt, wie ich im Vorstehenden, glaubt, aus der Berechnung zweier Maschinen die Hirn'sche Annahme als bestätigt ansehen zu dürfen.

Dritte Hypothese. Es liegt der Gedanke nahe, bei dem vorliegenden Probleme auf die Annahme von Pambour oder Poncelet zurückzugreifen, dass die Expansionscurve eine gleichseitige Hyperbel sei, ein Fall, der in der elsässer Abhandlung unberücksichtigt geblieben ist.

Ist V das Volumen, welches der Kolben in einem gewissen Momente der Expansion im Ganzen zurückgelegt hat und p der Druck, so kann man setzen:

$$(V+V_0)(a+p)=\text{Const.},$$

wobei unter a eine constante Grösse verstanden wird, die für den vorgelegten speciellen Fall leicht bestimmt werden kann. Aus dem Zustande bei Beginn und am Ende der Expansion ergiebt sich

$$(V_1+V_0)(a+p_1)=(V_2+V_0)(a+p_2)$$

und hieraus:

$$a=\frac{(V_1+V_0)p_1-(V_2+V_0)p_2}{V_2-V_1} \quad . \quad . \quad (24)$$

Berechnet man den Werth a auch für einige andere Paare von Punkten der Expansionscurve und findet sich hierbei der Werth constant oder nur wenig veränderlich, so könnte man von vorstehender Hypothese über den Verlauf der Expansionscurve Gebrauch machen.

Bestimmt man dann p aus der Gleichung:

$$(V+V_0)(a+p)=(V_1+V_0)(a+p_1),$$

1) Emil Herrmann. Compendium der mech. Wärmetheorie. Berlin 1879. S. 214.

so folgt nach der Formel

$$L_b=A\int p\,d\,V,$$

die in Wärmeeinheiten ausgedrückte Expansionsarbeit:

$$L_b=A(V_1+V_0)(a+p_1)\,logn\,\frac{V_2+V_0}{V_1+V_0}-A\,a(V_2-V_1) \quad (25)$$

Benutzt man übrigens in Gl. (24) die Beziehungen (7) und (8), so folgt auch

$$a=\frac{Ap_1u_1x_1-Ap_2u_2x_2}{Au_1x_1-Au_2x_2} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (26)$$

Die Gl. (25) ist der Form nach mit der Gleichung von Pambour identisch, nur hat bei diesem die Constante a eine besondere Bedeutung; Pambour nimmt an, der Dampf sei Anfangs trocken gesättigt und bleibe es während der Expansion; er setzt demnach $x_1=x_2=1$; hierfür folgt aus Gl. (26)

$$u_2(a+p_2)=u_1(a+p_1),$$

und das ist, da u_1 und u_2 genau genug das specifische Volumen des Dampfes für den Druck p_1 und p_2 ausdrücken, die Gleichung von Navier, nach welcher man früher das specifische Volumen des trocknen gesättigten Dampfes berechnete und die Pambour seinen Untersuchungen zu Grunde legte.

Poncelet's Gleichung dagegen erhält man, wenn man in Gl. (25) und (26) $a=0$ setzt; Gl. (26) ergiebt dann einfach:

$$Ap_2u_2x_2=Ap_1u_1x_1 \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (27)$$

woraus man die specifische Dampfmenge x_2 am Ende der Expansion berechnen könnte, wenn die im Anfange (x_1) gegeben wäre. Da der Werth Apu mit abnehmendem Drucke abnimmt, so ergiebt sich:

$$x_2>x_1,$$

d. h. Poncelet's Hypothese giebt für die Expansion ein Verdampfen; die specifische Dampfmenge an irgend einem Punkte der Expansionscurve ist dem Werthe Apu, der sich in meinen Dampftabellen berechnet findet, umgekehrt proportional.

Poncelet konnte freilich diesen Umstand seiner Zeit nicht erkennen, es ist aber auch später von Anderen nicht auf denselben hingewiesen worden; man stellte vielmehr, wie Poncelet, noch eine zweite, an sich unzulässige Hypothese auf, nämlich dass $x_1=x_2=1$ sei; für diese Annahme giebt die Gl. (27)

$$p_2u_2=p_1u_1 \text{ oder } p_2v_2=p_1v_1,$$

und von diesem Satze ausgehend, sagte man, der expandirende Dampf befolge das Mariotte'sche Gesetz,

eine Bemerkung, welche für Dämpfe nicht zutreffend ist, denn das Mariotte'sche Gesetz bezieht sich nur auf Gase und spricht aus, dass solche nach vorstehendem Gesetze expandiren, wenn die Temperatur constant erhalten wird, welch letztere Bedingung bei Dämpfen keineswegs erfüllt wird.

Aus dem Vorstehenden folgt das interessante Resultat, dass die Poncelet'sche Formel:

$$L_b = A(V_1 + V_0) p_1 \, logn. \frac{V_2 + V_0}{V_1 + V_0} \quad . \quad . \quad (28)$$

(aus Gl. (25), für $a = 0$ hervorgegangen), welche noch heute fast allgemeine Verwendung findet, als Näherungsformel selbst nach den neueren elsässer Anschauungen noch haltbar erscheinen kann, denn sie führt nach Gl. (27) ebenfalls auf den Satz, dass während der Expansion eine Wärmeaufnahme erfolgt; allerdings liegt eine stärkere Verdampfung vor, als die elsässer Versuche im Allgemeinen ergeben.

§ 4. Vereinigung von Admission und Expansion. Bei der Besprechung der Vorgänge während der Admission (§ 2) habe ich schon darauf hingewiesen, dass man bei Anwendung der Gleichungen (I), (I^a) und (I^b) keine richtigen Resultate für die Wärmemenge Q_a, welche während der Admission an die Cylinderwandung abgegeben wird, erwarten kann, einmal weil wir über das Mischungsverhältniss x_0 im schädlichen Raume noch vollständig in Unsicherheit sind, dann aber auch, und dieser Punkt mag nun ausführlichere Besprechung finden, weil man die Grössen q_1, ϱ_1 und u_1, aus denen man auf den Zustand des Dampfes am Ende der Admission schliesst, nicht mit Sicherheit den Angaben des Indicatordiagrammes entnehmen kann. Ganz abgesehen davon, dass man aus solchem Diagramm überhaupt nicht mit Schärfe den Moment des vollen Dampfabschlusses bestimmen kann, so ist eben der dem Diagramm entnommene Enddruck p_1 der Admission kein Gleichgewichtsdruck, für welchen die der mechanischen Wärmetheorie entnommenen Grundformeln allein gültig sind.

Dieselben Einwendungen sind nun auch zu erheben gegen die Anwendung der Formeln, welche in § 3 für die Vorgänge bei der Expansion angegeben worden sind; die Expansionscurve unserer Indicatordiagramme ist keine Gleichgewichtsdruckcurve.

Denkt man sich den constanten Widerstand an der Kurbelwarze der im Beharrungszustand nahezu gleichförmig rotirenden Kurbel einer Dampfmaschine als Widerstand auf den Kolben reducirt und mit dem Dampfüberdrucke am Kolben verglichen, so hat man im Kolbenlaufe drei ungleiche Theile zu unterscheiden. Im ersten und dritten Theile wirkt der Dampf mit vollem Drucke, im mittleren Theile dagegen und hierher fällt im Allgemeinen das Ende der Admission und der anfängliche Verlauf der Expansionscurve, ist Gleichgewicht zwischen Dampfüberdruck und dem Rückdrucke am Kolben nicht vorhanden, die Dampf- und Flüssigkeitsmasse ist in stürmischer Bewegung, die erst gegen das Ende des Kolbenhubes verschwindet, möglicher Weise selbst beim Beginn des Dampfaustrittes noch nicht vollständig verschwunden ist. Ich bin daher der Ansicht, dass die Angaben der Indicatordiagramme für den Vorderdruck in der Mitte des Kolbenlaufes nicht für specielle calorimetrische Untersuchungen Verwendung finden können und für die Richtigkeit dieser Ansicht geben die elsässer Versuche selbst den Beweis, da aus denselben unter anderm hervorgeht, dass durch keine der in § 3 angegebenen Methoden der wirkliche Verlauf der Expansionscurve richtig dargestellt wird.

Nach den Untersuchungen von Leloutre (a. a. O.) soll die erste Hypothese (§ 3) für die Expansionscurve allerdings befriedigende Resultate geben; doch findet derselbe bei verschiedenen Maschinen mit einem Cylinder den Werth $\varkappa$ zwischen weiten Grenzen schwankend und abhängig vom Admissionsdrucke p_1 und dem Expansionsverhältniss, das ich vorübergehend mit ε bezeichnen will. Leloutre setzt

$$\varkappa = \alpha p_1 + \beta \varepsilon,$$

worin α und β constante Grössen sind, die derselbe nach der Methode der kleinsten Quadrate bestimmt, freilich unter Zugrundelegung einer sehr geringen Zahl von Beobachtungsresultaten. Gerade diese Veränderlichkeit von $\varkappa$ scheint mir eine Bestätigung der oben ausgesprochenen Ansicht, wenn nicht hier vielleicht der Umstand noch ein besonderes Gewicht erhält, dass während des Fortschreitens des Dampfkolbens im Cylinder continuirlich neue Theile der abgekühlten Wandfläche auf die vordere (Dampfeintritts-) Seite des Kolbens treten und abkühlend auf den expandirenden Dampf wirken, während der vorher vom Admissionsdampfe berührte und erwärmte Theil der Wandfläche Wärme an den Dampf abgiebt.

Ich halte aber die Angabe Leloutre's, dass bei bestimmtem Werthe des Admissionsdruckes und des Expansionsverhältnisses der Exponent $\varkappa$ für den ganzen Verlauf der Expansionscurve als unveränderlich angenommen werden dürfe, selbst für unzutreffend.

Zum Nachweise, der eigentlich indirect und ohne besondere Betonung auch schon von Anderen geliefert

worden ist, habe ich im Folgenden die Resultate der Beobachtungen zum Ausgangspunkte genommen, welche Hallauer an einer Corlissmaschine ohne Dampfmantel gefunden hat, weil in dem betreffenden Berichte wenigstens einmal ausführlicher die Grundlagen gegeben sind, die für die Rechnungen erforderlich sind.[1])

Die erste Columne der folgenden Zusammenstellung giebt das Dampfvolumen $V + V_0$ für die augenblickliche Kolbenstellung, wobei V der Raum ist (in Cubikmetern), den der Kolben vom Hubende ab bereits zurückgelegt hat und V_0 das Volumen des schädlichen Raumes darstellt; bei der betreffenden Maschine ist $V_0 = 0{,}00716^{\text{cbm}}$ und das ganze Volumen V_2, welches der Kolben pro Schub zurücklegt, $V_2 = 0{,}21121$, demnach $V_2 + V_0 = 0{,}21837$.

Die zweite Columne giebt den dem Indicatordiagramme entnommenen Werth des Dampfdruckes p in Kilogrammen pro Quadratcentimeter.

Nr.	1 $V + V_0$	2 p	3 $\varkappa$	4 Werthe von $\lambda(G + G_0)$.	5 a
1	0,01585	5,155			
			0,900	0,1958	— 0,391
2	0,02828	3,061			
			0,928	0,2014	— 0,169
3	0,0492	1,831			
			0,946	0,2192	— 0,072
4	0,0916	1,017			
			0,958	0,2326	— 0,036
5	0,1339	0,707			
			0,838	0,4306	— 0,102
6	0,1761	0,562			
			0,563	1,2911	— 0,226
7	0,2078	0,512			
			0,436	2,3496	— 0,308
8	0,21837	0,501			

Die in der ersten Zeile angegebenen Werthe von $V + V_0$ und p entsprechen dem Anfange der Expansion, wobei allerdings der Werth V von Hallauer nicht beobachtet, sondern auf unten näher angegebene Weise berechnet ist.

In Columne 3 findet sich nun unter Voraussetzung der ersten Hypothese § 3 der Exponent $\varkappa$ für je zwei aufeinander folgende Punkte der Expansionscurve nach der Gleichung

$$\varkappa = \frac{\log p_1 - \log p_2}{\log(V_2 + V_0) - \log(V_1 + V_0)}$$

(vergl. Gl. 9) berechnet.

In Columne 4 sind die Werthe $\lambda(G + G_0)$ angegeben, die sich nach der zweiten (Hirn'schen) Hypothese unter Benutzung von Gl. (23) nach meinen Dampftabellen und den denselben zu Grunde liegenden Formeln ergeben haben.

Endlich geben die Werthe der 5. Columne für denselben Fall die Grösse a, nach Gl. (24) berechnet; dieselbe fällt durchgängig negativ aus.

Sollte nun eine der drei Hypothesen sich als die richtige ergeben, so müssten die Werthe der betreffenden Verticalreihe constant oder nur so weit veränderlich erscheinen, dass die Abweichungen auf Beobachtungsfehler zurückgeführt werden dürften; keine der Reihen aber erfüllt diese Bedingung.

Was zunächst Columne 3 betrifft, so nimmt der Werth $\varkappa$ gegen das Ende der Expansion rasch und stark ab und das scheinen die Untersuchungen an allen guten Indicatordiagrammen zu bestätigen. Ich habe dieselbe Erscheinung regelmässig an guten Diagrammen von Sulzer'schen Ventilmaschinen beobachtet und auch Lüders (a. a. O.) findet eine ähnliche starke Abnahme von $\varkappa$ aus einem der Indicatordiagramme, welche Bissinger[1]) vorgeführt hat. Diese Abnahme von $\varkappa$ deutet darauf hin, dass die Expansionscurve gegen das Ende hin weniger steil abfällt, woraus man schliessen kann, dass hier eine stärkere Wärmeabgabe an den Dampf stattfindet, als im Anfange der Expansion und in der Mitte des Hubes.

In Columne 4 ist nicht die in § 3 bei Besprechung der zweiten (Hirn'schen) Hypothese eingeführte Constante λ, sondern das Product $\lambda(G + G_0)$ berechnet, wo G das Gewicht von Dampf- und Wasser in Kilogrammen gemessen repräsentirt, das pro Schub eingeführt wird und wofür Hallauer $G = 0{,}1122^{\text{kg}}$ gefunden hat; das Gewicht G_0, welches der Dampf im schädlichen Raume vorfindet, berechnet Hallauer zu $G_0 = 0{,}0012^{\text{kg}}$, indem er voraussetzt, dass bei Beginn der Compression nur trockener gesättigter Dampf im Cylinder zurückgeblieben sei; es wäre daher für die vorliegende Maschine $G + G_0 = 0{,}1134$ und mit diesem Werthe in alle Werthe der Columne 4 dividirt gedacht, ergäbe dann den Werth λ durchgängig grösser als die Einheit, was nach Gl. (22) auf eine Wärmeabgabe von Seiten der Cylinderwandung während des ganzen Verlaufes der Expansion hindeutet. Wenn ich nun auch den von Hallauer angegebenen Werth von G_0 für unrichtig halte, so hat dies doch auf die Beurtheilung der Zahlenreihe der Columne 4 keinen Einfluss; man erkennt, dass die Werthe sehr stark zunehmen, und muss daraus schliessen, einmal, dass die Hirn'sche Annahme, wenigstens für die vorliegende Maschine, nicht zulässig ist, und im Weitern, dass, wie auch die Werthe der 3. Columne schon darlegten, die Wärme-

1) Bulletin de la Société industrielle de Mulhouse 1873. Siehe auch Civilingenieur 1874, Bd. XX, S. 255.

1) Bissinger, Ueber die Nützlichkeit des Dampfmantels Civilingenieur 1874, Bd. X, S. 340.

mittheilung von Seiten der Cylinderwandungen gegen das Ende der Expansion in sehr bedeutendem Maasse zunehmen müsste. Diese Erscheinung erkläre ich mir nun aber, wenn nicht ausschliesslich, so doch zum Hauptheil daraus, dass die stürmische Bewegung des Dampfes (mit seinem Wassergehalte) in der Mitte des Kolbenhubes sich gegen das Ende desselben allmälig legt, und sich die Bewegungsarbeit (lebendige Kraft) in Wärme umsetzt. Mit dieser Annahme wird aber sofort die Voraussetzung hinfällig, dass man es gegen das Ende der Admission und während der Expansion mit einem umkehrbaren Process zu thun habe und ausserdem erklärt es sich, dass keine einzige Hypothese bezüglich des Verlaufes der Expansionscurve bis jetzt Bestätigung gefunden hat. Die Verfasser der elsässer Abhandlungen legen ihr Augenmerk ausschliesslich darauf, ob die nach der einen oder der andern Hypothese berechnete Expansionsarbeit mit dem Werthe übereinstimmt, den man direct aus der betreffenden Fläche des Indicatordiagrammes durch Planimetriren findet. So bestimmt Hallauer für den vorliegenden Fall unter Zugrundelegung der ersten Hypothese den Werth $\varkappa$ aus den Grössen für $V + V_0$ und p für die Punkte 2 und 7 obiger Zusammenstellung und findet als Mittelwerth $\varkappa = 0{,}90$; er denkt sich dann die Curve rückwärts bis zum Schnitt mit der horizontalen Admissionsdruckcurve verlängert und bestimmt somit mit Hülfe von Gl. (9) das Volumen $V + V_0$ für den Beginn der Expansion; endlich berechnet derselbe die Expansionsarbeit unter Benutzung der oben unter Gl. (10) gegebenen Formel und findet befriedigende Uebereinstimmung mit dem Ergebnisse der aus der Diagrammfläche bestimmten Arbeit. Die Uebereinstimmung ist aber eine rein zufällige. Ich unterlasse eine Aufführung der abweichenden Rechnungsresultate, die man für vorliegenden Fall erhält, wenn man bei Bestimmung von $\varkappa$ andere als die von Hallauer ausgewählten Punkte benutzt oder wenn man die Expansionsarbeit nach der zweiten oder dritten Hypothese ermittelt; ich will nur bemerken, dass man stark von einander abweichende Resultate erhält und zu der Ueberzeugung gelangt, dass alle bis jetzt bekannten Versuche keinerlei Aufschluss über den wirklichen Verlauf der Expansionscurven gegeben haben. Die Angaben in den elsässer Arbeiten beziehen sich eben jederzeit nur auf einen bestimmten Versuchsfall und lassen keinerlei Schlüsse auf andere Maschinen zu.

Wenn es nun nach dem Gesagten scheinen könnte, als sollten im Vorliegenden alle Resultate der genannten Arbeiten in Zweifel gezogen werden, so muss ich doch nun betonen, dass meine Einwürfe sich ausschliesslich nur auf die Berechnungen und auf den eigentlich theoretischen Theil derselben beziehen; ich habe zunächst nur den Nachweis führen wollen, dass die in § 2 berechnete Wärmemenge Q_a, die der Dampf während der Admission abgiebt und dass die in § 3 bestimmte Wärmemenge Q_b, die der Dampf während der Expansion aufnimmt, auf dem angegebenen Wege und nach den oben entwickelten Formeln nicht bestimmt werden kann, dass man aber sofort brauchbare Gleichungen erhält, wenn man die obigen Gleichungen (I) und (II) resp. (I^a) und (II^a) addirt. Man erhält in diesem Falle:

$$Q_a - Q_b + L_a + L_b = G(q + xr) + G_0(q_0 + x_0 \varrho_0) - (G + G_0)(q_2 + x_2 \varrho_2) \quad \text{(III)}$$

oder

$$Q_a - Q_b + L_a + L_b = G(q - q_2 + xr) - V_2 \frac{\varrho_2}{u_2} - V_0\left(\frac{\varrho_2}{u_2} - \frac{\varrho_0}{u_0} + \frac{q_2 - q_0}{x_0 u_0}\right) \quad . \quad \text{(III}^a\text{)}$$

Diese Gleichungen enthalten das dem Ende der Admission entsprechende unbestimmbare Glied nicht mehr und sind zu weiteren Untersuchungen brauchbar, sobald man annimmt, und dies dürfte wohl unzweifelhaft gestattet sein, dass am Ende des Kolbenschubes der Gleichgewichtsdruck vorliegt; in diesem Falle dürfen die mit dem Index 2 versehenen Werthe den Dampftabellen entnommen werden. Aus den Gleichungen bestimmt sich dann die Wärmemenge $Q_a - Q_b$, welche am Ende des Kolbenschubes in den Cylinderwandungen oder in dem niedergeschlagenen Wasser zurückgeblieben ist. Das Glied $L_a + L_b$ repräsentirt die ganze Vorderdruckarbeit (Admissions- und Expansionsarbeit) pro Schub in Wärmeeinheiten gemessen und lässt sich durch das Indicatordiagramm bestimmen. Die Verwerthung der vorstehenden Formeln setzt freilich noch die Kenntniss des Druckes p_0 und der specifischen Dampfmenge x_0 im schädlichen Raume bei Beginn des Dampfeinströmens voraus, sowie die Untersuchungen der weiter beim Kolbenrückgange stattfindenden Vorgänge.

§ 5. Vorgänge während des Dampfausströmens nach dem Condensator und während der Compression.

Im Verlaufe des Ausströmens bis zum Beginne der Compression, während welcher der Kolben noch den Raum V_3 bis zum Hubende zurückzulegen hat, tritt das Dampf- und Wassergewicht G in den Condensator. Ist nun p_3 der Druck, t_3 die Temperatur und x_3 die specifische Dampfmenge des Gemisches G_0, welches bei Beginn der Compression im Cylinder zurückbleibt, ist fernerhin t_4 die Temperatur im Condensator und t_i die

Temperatur der Injectionswassermenge, dessen Gewicht pro Schub mit G_i bezeichnet werden mag, so ist der Wärmeinhalt der im Cylinder zurückgebliebenen Masse $G_0(q_3 + x_3 \varrho_3)$; ferner der Wärmeinhalt der in den Condensator eingeführten Masse $G q_4 + G_i(q_4 - q_i)$ am Ende des Ausströmens; im Anfange desselben (am Ende des Hubes) betrug aber der Wärmeinhalt der im Cylinder befindlichen Dampf- und Flüssigkeitsmischung $(G + G_0)(q_2 + x_2 \varrho_2)$; daher wird der Mehrbetrag der Wärme:

$$G q_4 + G_i(q_4 - q_i) + G_0(q_3 + x_3 \varrho_3) - (G + G_0)(q_2 + x_2 \varrho_2)$$

herrühren von der Wärmemenge Q_c, welche die Cylinderwandungen an den ausströmenden Dampf abgegeben haben und von der in Wärmeeinheiten ausgedrückten Rückdruckarbeit L_c während des Ausströmens. Man erhält daher für die Ausströmungsperiode die Gleichung:

$$Q_c + L_c = G q_4 + G_i(q_4 - q_i) + G_0(q_3 + x_3 \varrho_3) - (G + G_0)(q_2 + x_2 \varrho_2) \quad \text{(IV)}$$

welche Gleichung unter Benutzung von Gl. (8) und wenn man die analoge Beziehung $G_0 x_3 u_3 = V_3 + V_0$ beachtet, eine weitere Umformung zuliesse.

Mit Hülfe dieser Formel liesse sich, wenn alle übrigen Grössen bestimmbar wären, die Wärmemenge Q_c berechnen, welche der ausströmende Dampf nach dem Condensator entführt (Refroidissement au condenseur) und dessen Bestimmung das Hauptziel der elsässer Untersuchungen ist.

Was endlich den Vorgang bei der Compression betrifft, so lässt sich dieser gleichfalls leicht übersehen. Ist L_d die in Wärmeeinheiten bestimmte Compressionsarbeit und Q_d die Wärmemenge, die bei der Compression an die Cylinderwandung abgegeben wird, so wird $L_d - Q_d$ der Mehrbetrag der Wärme in der Dampf- und Flüssigkeitsmischung am Ende, verglichen mit der im Anfange der Compression, sein; nun ist aber $G_0(q_3 + x_3 \varrho_3)$ der Wärmeinhalt bei Beginn und $G_0(q_0 + x_0 \varrho_0)$ der am Ende der Compression, daher folgt als Grundgleichung:

$$L_d - Q_d = G_0(q_0 + x_0 \varrho_0) - G_0(q_3 + x_3 \varrho_3) \quad . \quad \text{(V)}$$

und wenn man Gl. (V) und (IV) addirt, die für den ganzen Kolbenrückgang gültige Gleichung:

$$Q_c - Q_d + L_c + L_d = G q_4 + G_i(q_4 - q_i) + G_0(q_0 + x_0 \varrho_0) - (G + G_0)(q_2 + x_2 \varrho_2) \quad . \quad \text{(VI)}$$

Beide Gleichungen liessen sich unter Benutzung der Beziehung Gl. (8) in gleicher Weise umformen, wie es oben mit Gl. (I) und (II) geschehen ist.

§ 6. Betrachtung des Gesammtprocesses. Bezeichnet man mit L_i die ganze indicirte Arbeit pro Schub, in Wärmeeinheiten gemessen, so ist unter Benutzung der oben eingeführten Bezeichnung:

$$L_i = L_a + L_b - L_c - L_d \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (29)$$

Ferner ist nach Gl. (1[a]), wenn man nun noch den pro Schub nach aussen hin stattfindenden Wärmeverlust (der zugleich die durch die Kolbenreibung erzeugte Wärmemenge mit einschliesst) mit Q_v bezeichnet und eine Maschine ohne Dampfmantel annimmt, d. h. in Gl. (1[a]) $Q_m = 0$ setzt:

$$Q_a - Q_b - (Q_c - Q_d) = Q_v \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (30)$$

Subtrahirt man jetzt Gl. (VI) von Gl. (III), so erhält man unter Benutzung vorstehender Formeln:

$$Q_v + L_i = G(q - q_4 + x r) - G_i(q_4 - q_i) \quad . \quad (31)$$

und das ist die erste Gleichung, die eine directe praktische Verwerthung zulässt und zwar (bei Condensationsmaschinen) zur Berechnung des Wärmeverlustes Q_v dient. Die indicirte Arbeit L_i ist dem Indicatordiagramm zu entnehmen, ferner beobachtet man die Kesseltemperatur t, die Temperatur t_i des Einspritzwassers und die Temperatur t_4 im Condensator. Weiterhin bestimmt man, während die Dampfmaschine längere Zeit in normalem Betriebe steht, das Gewicht der Einspritzwassermenge, sowie das Gewicht des Wassers, welches im gleichen Zeitraume die Luftpumpe aus dem Condensator fördert; bezieht man diese Gewichte auf die Zeit eines Kolbenschubes, so findet sich demnach direct G_i und $(G + G_i)$ und daher aus der Differenz der Werth von G.

Man kann nun die Gl. (31) benutzen, um in den Gleichungen (IV) und (VI) das Glied $G_i(q_4 - q_i)$ zu eliminiren; für die weiteren Zwecke genügt aber die Umformung von Gl. (IV); man erhält aus derselben unter Benutzung von Gl. (31), wie man leicht verfolgen kann:

$$Q_c + Q_v + L_i + L_c = G(q - q_2 + x r) + G_0(q_3 - q_2 + x_3 \varrho_3) - (G + G_0) x_2 \varrho_2 \quad . \quad \text{(IV}^a\text{)}$$

oder wenn man die Beziehungen

$$(G + G_0) x_2 u_2 = V_2 + V_0$$

und

$$G_0 x_3 u_3 = V_3 + V_0$$

benutzt:

$$Q_c + Q_v + L_i + L_c = G(q - q_2 + x r) - (V_2 + V_0)\frac{\varrho_2}{u_2} + (V_3 + V_0)\left[\frac{\varrho_3}{u_3} - \frac{q_2 - q_3}{x_3 u_3}\right] \quad . \quad \text{(IV}^b\text{)}$$

Diese Gleichung ist es denn nun, aus welcher man die Wärmemenge Q_c berechnen kann, welche der Dampf nach dem Condensator entführt; sie giebt übrigens ohne Weiteres den gesammten Wärmeverlust $Q_c + Q_v$

pro Schub, da Q_v die Wärme repräsentirt, die durch Ausstrahlung verloren geht. Die vorstehenden Formeln finden sich nicht in den elsässer Abhandlungen, da dort neben anderen schon oben angegebenen Vernachlässigungen auch noch die Vorgänge bei der Compression unberücksichtigt blieben und einfach $L_d = 0$ und $Q_d = 0$ angenommen wird. Es verdient übrigens hervorgehoben zu werden, dass für eine Maschine mit Dampfmantel auf der linken Seite der beiden letzten Gleichungen nur die Wärmemenge Q_m, die der Dampfmantel liefert, in Abzug zu bringen ist.

Diese Gleichungen mögen nun einer nähern Besprechung unterworfen werden; zu diesem Zwecke soll zunächst das in § 4 behandelte Beispiel wieder aufgenommen werden.

Bei der von Hallauer untersuchten Corlissmaschine ohne Dampfmantel betrug das ganze Dampfvolumen am Ende des Kolbenschubes $V_2 + V_0 = 0{,}2184^{\text{cbm}}$; das Volumen des abgesperrten Dampfes beim Beginne der Compression $V_3 + V_0 = 0{,}0177^{\text{cbm}}$; das Gewicht der Dampf- und Wassermenge, die pro Schub in den Cylinder tritt, giebt Hallauer seinen Versuchen gemäss $G = 0{,}1122^{\text{kg}}$ und die zugehörige specifische Dampfmenge $x = 0{,}955$.

Die indicirte Arbeit pro Schub ergab sich nach dem Indicatordiagramm $2602{,}40^{\text{mkg}}$, daher findet sich, wenn man mit 424 dividirt, $L_i = 6{,}138$ Calorien.

Der mittlere Rückdruck in der Ausströmungsperiode wird zu 1246^{kg} angegeben, da nun der Kolbenweg während des Ausströmens

$$(V_2 + V_0) - (V_3 + V_0) = 0{,}2007^{\text{cbm}}$$

beträgt, so ist die Rückdruckarbeit $250{,}07^{\text{mkg}}$ oder $L_c = 0{,}590$ Calorien und daher

$$L_i + L_c = 6{,}728.$$

Leider giebt Hallauer den Kesseldruck nicht an; ich werde daher die Annahme machen, dass derselbe mit dem Admissionsdrucke $51\,550^{\text{kg}}$ identisch gewesen sei; diesem Drucke entsprechen die Werthe $q = 153{,}83$ und $r = 499{,}12$. Am Ende der Expansion wurde der Druck $p_2 = 5010^{\text{kg}}$ und bei Beginn der Compression $p_3 = 1030^{\text{kg}}$ beobachtet und diesen Pressungen entsprechen die Werthe:

$$q_2 = 81{,}14; \quad \frac{\varrho_2}{u_2} = 156{,}68; \quad q_3 = 46{,}28; \quad \frac{\varrho_3}{u_3} = 37{,}03$$

und

$$u_3 = 14{,}551;$$

unter Benutzung derselben in Gl. (IV^b) ergiebt sich demnach:

$$Q_c + Q_v = 21{,}342 - \frac{0{,}0424}{x_3} \quad . \quad . \quad . \quad (32)$$

Es muss nun noch über den Werth der specifischen Dampfmenge x_3 bei Beginn der Compression Entscheidung getroffen werden. Hallauer nimmt ohne Weiteres an, die abgesperrte Dampfmasse sei trocken gesättigt, dann wäre $x_3 = 1$ und es fänden sich

$$Q_c + Q_v = 21{,}300 \text{ Cal.} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (33)$$

als diejenige Wärmequantität, die theils durch Ausstrahlung, theils nach dem Condensator hin pro Kolbenschub verloren geht; bedenkt man, dass die indicirte Arbeit nur einer Wärmemenge $L_i = 6{,}138$ Calorien entspricht, so tritt der Wärmeverlust allerdings als sehr bedeutend hervor; im Uebrigen wäre nach der Hallauer'schen Annahme das bei Beginn der Compression im Cylinder eingeschlossene Dampfgewicht:

$$G_0 = \frac{V_0 + V_3}{u_3} = 0{,}0012^{\text{kg}}.$$

Betrachte ich diesen Werth vorübergehend als richtig, so würde sich die specifische Dampfmenge x_2 am Ende der Expansion aus der Gleichung

$$(G + G_0)\, x_2 u_2 = (V_2 + V_0)$$

berechnen lassen und man erhielte, weil $u_2 = 3{,}2642$ ist, $x_2 = 0{,}5900$; am Ende der Expansion wären daher im Cylinder enthalten:

$$(G + G_0)\, x_2 = 0{,}0669^{\text{kg}} \text{ Dampf und}$$

$$(G + G_0)(1 - x_2) = 0{,}0465^{\text{kg}} \text{ Wasser.}$$

Die Wärmemenge, welche diese Wassermenge erfordern würde, um während des Ausströmens unter constantem Drucke p_3 vollständig zu verdampfen, findet sich näherungsweise nach der Gleichung

$$(G + G_0)(1 - x_2)\, r_3 = 25{,}576 \text{ Cal.},$$

weil $r_3 = 550{,}02$ zu setzen ist. Diese Wärmemenge ist daher grösser als der vorher berechnete Werth von $Q_c + Q_v$. Leider giebt Hallauer die Einspritzwassermenge und dessen Temperatur nicht an, so dass der Wärmeverlust Q_v nicht nach Gl. (31) berechnet werden kann; Hallauer setzt $Q_v = 1{,}25$ Calorien und daher würde die am Ende des Hubes in der Cylinderwandung angesammelte Wärme $Q_c = 20{,}050$ Calorien als unzureichend erscheinen, die am Hubende vorhandene Wassermenge während des Ausströmens zu verdampfen und dadurch aus dem Cylinder zu entfernen. Um nun dennoch die Annahme aufrecht erhalten zu können, dass beim Beginn der Compression der Cylinder kein Wasser mehr enthalte, hat man zu der Behauptung gegriffen, dass beim Beginn des Ausströmens infolge der stürmischen Bewegung des Dampfes nach dem Condensator alles vorhandene Wasser mit fortgerissen

werde. Das ist nun freilich ein einfaches Mittel, sich von der unbequemen Wassermenge zu befreien, welche gerade den Werth der Wärmemenge Q_c, wie er sich aus den Gln. (IV^a) und (IV^b) berechnet, auf das Stärkste beeinflusst! Ich kann mich dieser Ansicht nicht anschliessen.

Die beträchtliche Wassermenge, die am Ende der Expansion vorhanden ist, wird sich theils in Nebelform, theils als Thau- und Wasserbeschlag an den Cylinderwandungen vorfinden. Im ersten Momente des Ausströmens wird allerdings ein Theil Wasser mit fortgerissen werden können, ein anderer Theil verdampft während des Kolbenrückganges und entfernt sich in Dampfform, ein weiterer Theil bleibt aber sicher an der Wandung als Thaubeschlag zurück, wird theilweise vom Kolben während des Rückganges abgestreift und sich schliesslich in dem Raume vorfinden, der bei Beginn der Compression abgesperrt wird.

Es wird daher die Möglichkeit nicht bestritten werden können, dass dem Gewichte nach eine verhältnissmässig grosse Wassermenge, dessen Volumen immer fast verschwindend klein ist, beim Compressionsbeginn vorhanden sein kann[1]); in diesem Falle ist in den Gln. (IV^b) und (32) der Werth x_3 durch eine sehr kleinen Bruch ausgedrückt, der den Werth des letzten Gliedes der bezeichneten Gleichungen beträchtlich vergrössern und damit die Grösse Q_c herabziehen wird; ja es ist sogar denkbar, dass unter Umständen $Q_c = 0$ ausfallen könnte; unter diesen Verhältnissen würde dann die im schädlichen Raume zurückgebliebene Wassermenge allein die Erklärung für die beträchtliche Condensation während der Admission geben.

Bei der vorliegenden Corlissmaschine beträgt der Kolbenquerschnitt (mit Rücksicht auf die Kolbenstange $F = 0{,}2$ □m; es berechnet sich daher die ganze mit O bezeichnete benetzte Oberfläche der Cylinderwandung bei Beginn der Compression zu $O = 0{,}5418$ □m. Denkt man sich nun die vorhandene Wassermenge als eine gleichmässige Schicht auf der Oberfläche vertheilt und bezeichnet δ die Dicke der Schicht, so erhält man

$$G_0 (1 - x_3) \sigma = \delta O$$

und

$$G_0 x_3 u_3 = V_0 + V_3$$

und hieraus unter der Voraussetzung, dass δ in Millimetern gemessen wird:

$$\frac{1}{x_3} = 1 + \frac{\delta O u_3}{V_0 + V_3} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (34)$$

1) Vergl. auch Illeck: Hypothese über die Condensation und Wiederverdampfung im Cylinder der Dampfmaschine. Civilingenieur 1876, Bd. XXII, S. 371.

Setzt man hier nach unserem Beispiele den dem Drucke $p_3 = 1030^{kg}$ entsprechenden Werth von $u_3 = 14{,}551$ ein, so ergiebt sich

$$x_3 = \frac{1}{1 + 445 \, . \, \delta}.$$

Nach dieser Formel ist nun für einige mögliche Werthe von δ die folgende Zusammenstellung berechnet. Das Gewicht G_0 von Dampf und Wasser, welches im Compressionsraum und schliesslich im schädlichen Raume vorhanden ist, berechnet sich nach der Formel $G_0 x_3 u_3 = V_0 + V_3$ und die Wärmemenge Q_c ist nach Gl. (32) unter der Hallauer'schen Angabe $Q_v = 1{,}25$ bestimmt.

$\delta =$	0,00	0,02	0,05	0,1	0,2	0,5 mm,
$x_3 =$	1	0,1010	0,0430	0,0220	0,0111	0,0042
$G_0 =$	0,0012	0,0120	0,0280	0,0553	0,1095	0,3422 kg,
$Q_c =$	20,050	19,673	19,107	18,163	16,276	11,616 Cal.

Man erkennt aus diesen Rechnungsresultaten deutlich genug, welch' bedeutenden Einfluss selbst eine äusserst geringe, bei Beginn der Compression im Cylinder zurückgebliebene Wassermenge auf alle Rechnungsergebnisse, insbesondere auch auf die Wärmemenge Q_c ausübt, die nach dem Condensator entführt wird.

Bei vorliegender Maschine steht beim Beginn der Compression der Dampfkolben um $88{,}5^{mm}$ vom Cylinderdeckel ab; nehme ich an, die vorhandene Wassermenge betrage so viel, dass sie als Wasserschicht auf die vorhandene Cylinderoberfläche reducirt nur $0{,}2^{mm}$ Dicke hat, so giebt vorstehende Zusammenstellung das Gewicht der im Compressionsraume zurückgebliebenen Dampf- und Wassermenge $G_0 = 0{,}1095^{kg}$, also fast genau soviel, wie Dampf und Wasser pro Schub vom Kessel geliefert wird, da Hallauer hierfür $G = 0{,}1122^{kg}$ beobachtet hat. In unserm Falle wäre $G + G_0 = 0{,}2217^{kg}$, während Hallauer nur $G + G_0 = 0{,}1134^{kg}$ annimmt.

Die veränderte Annahme des Werthes für G_0 ändert natürlich alle übrigen Rechnungswerthe; so findet sich z. B. für vorliegende Annahme die Dampfmenge am Ende der Expansion aus der Gleichung

$$(G + G_0) x_2 u_2 = V_0 + V_2,$$

$$(G + G_0) x_2 = 0{,}0669^{kg}$$

und die vorhandene Wassermenge

$$(G + G_0)(1 - x_2) = 0{,}1548^{kg},$$

während für die Wassermenge nach der Hallauer'schen Annahme, wie oben durch Rechnung gezeigt wurde, nur $0{,}0465^{kg}$ erschien.

Bemerkenswerth ist, dass man in Gl. (34) auf der

rechten Seite die Einheit gegen das zweite Glied vernachlässigen kann, man erhält dann

$$\frac{V_0 + V_3}{x_3 u_3} = \delta O,$$

wobei O in Quadratmetern und δ in Millimetern zu substituiren ist. Die Substitution dieses Werthes in Gl. (VI^b) ergiebt dann:

$$Q_c + Q_v + L_i + L_c = G(q - q_2 + xr) -$$
$$(V_2 + V_0)\frac{\varrho_2}{u_2} + (V_3 + V_0)\frac{\varrho_3}{u_3} - \delta O(q_2 - q_3) \qquad (IV^c)$$

In dieser Gleichung, wie in den vorangehenden Rechnungen ist der Zustand der Dampfmasse bei Beginn der Compression als bekannt vorausgesetzt worden, weil hierüber Hallauer in seinem Beispiele die erforderlichen Angaben macht; aber auch sonst ist es zweckmässig, diesen Moment zum Anhalten zu nehmen, weil der Zustand der Dampfmasse beim Beginne des Kolbenhubes wegen des Dampfvoreintrittes unbestimmbar ist. Aus diesem Grunde sind auch die oben entwickelten Gleichungen (I), (II) und (III) für numerische Rechnungen unverwendbar, weil die für den schädlichen Raum eingeführten Grössen p_0, x_0, q_0 und ϱ_0, die streng genommen eigentlich für den Beginn des Dampfeintrittes gelten, nicht ermittelt werden können.

Endlich mag noch hervorgehoben werden, dass ich in den oben gegebenen allgemeinen Darlegungen die Compressionsarbeit L_d und die Wärmemenge Q_d, die während derselben an die Cylinderwandungen abgegeben wird, eingeführt habe, um die Unterlagen für später zu erwartende Versuche zu geben, die sich unter anderm auch darauf erstrecken sollten, die Erscheinungen bei sehr starker Compression zu studiren. Man könnte dann schon aus dem allgemeinen Verlaufe der Compressionscurve einen Schluss auf den anfänglichen Wassergehalt des Dampfes ziehen, da bei trockenem Dampfe die Compressionscurve weit stärker ansteigt, wie bei nassem Dampfe; bei grossem anfänglichen Wassergehalte hebt sich die Curve nur ganz unbedeutend über die Horizontale und dieser Fall scheint bei den meisten elsässer Versuchen vorgelegen zu haben, da Hirn, Hallauer u. A. die Frage der Compression nicht berühren, vermuthlich weil ihre Indicatordiagramme die Compressionscurve nicht merklich hervortreten lassen.

Bei der oben betrachteten Corlissmaschine war der Anfangsdruck der Compression $p_3 = 1030^{kg}$; nehme ich wie vorhin die anfängliche specifische Dampfmenge $x_3 = 0{,}0111$ und denke ich mir 1^{kg} dieser Mischung werde adiabatisch so weit zusammengedrückt, bis die endliche Dampfmenge $x = 0$ geworden ist, also die ganze Masse flüssig ist, so bestimmt sich, wenn t die Temperatur und p der Druck am Ende ist, aus der Gleichung:

$$\tau + \frac{xr}{T} = \tau_3 + \frac{x_3 r_3}{T_3}$$

für $x = 0$, weil

$$\tau_3 = 0{,}15660$$

und

$$\frac{r_3}{T_3} = 1{,}79917$$

ist, der Werth von τ:

$$\tau = 0{,}17657$$

und diesem entspricht die Temperatur $t = 52{,}6^0$ und ein Druck $p = 1422^{kg}$; das Volumen der Gewichtseinheit Mischung im Anfange war: $x_3 u_3 + \sigma = 0{,}1625$; am Ende würde es sein $\sigma = 0{,}0010$. Da bei unserer Maschine das eingeschlossene Dampf- und Wassergewicht $G_0 = 0{,}1095^{kg}$ betrug, so ist dessen Volumen anfangs $0{,}0177^{cbm}$, was oben auch für $V_0 + V_3$ angegeben wurde. Das Endvolumen wäre, wenn die Compression bis zur vollständigen Verflüssigung fortgesetzt würde, $0{,}00011^{cbm}$ und hierbei würde der Druck nur von 1030 auf 1422^{kg} gewachsen sein. Eine solche Compression liegt aber bei unserer Maschine nicht entfernt vor, da der schädliche Raum $V_0 = 0{,}00716^{cbm}$ betrug und überdies Dampfvoreintritt vorhanden gewesen sein wird. Jedenfalls beweist die vorstehende Rechnung, dass schon die Annahme einer verhältnissmässig sehr kleinen Wassermenge die Compressionserscheinungen (bei geringer Compression) im Indicatordiagramm vollständig zum Verschwinden bringen kann.

In allen vorstehenden numerischen Rechnungen habe ich die Hallauer'schen Angaben ohne Ausnahme als vollständig zuverlässig betrachtet und die von ihm untersuchte Corlissmaschine nur deshalb meinen Betrachtungen zu Grunde gelegt, weil für diese endlich einmal etwas vollständigere Angaben gemacht worden sind.

Ich hätte es weitaus vorgezogen, die zahlreichen Versuche an der Hirn'schen Maschine für meine Betrachtungen zum Ausgangspunkte zu wählen, es war mir aber nicht möglich, in den betreffenden Referaten die erforderlichen Rechnungsunterlagen aufzufinden.

§ 7. Schlussfolgerungen.

Die hoch anerkennenswerthen elsässer Versuche sind selbst für Maschinen mit einem Cylinder und ohne Dampfmantel nicht hinreichend, die Verhältnisse auf dem von den Experimentatoren eingeschlagenen Rechnungswege genügend zu erklären.

Die Annahme, dass die im schädlichen Raume zurückgebliebene Dampf- und Flüssigkeitsmasse als sehr klein und als einflusslos vernachlässigt werden dürfe, oder auch, dass der vom Kessel kommende Dampf im Cylinder trockenen Dampf vorfinde, ist sicher unzulässig. Das vorhandene Wasservolumen wird allerdings als ausserordentlich klein anzunehmen sein, aber nicht das Gewicht desselben gegenüber dem vorhandenen Dampfgewichte.

Es fehlt bis zum heutigen Tage noch jeder Beweis, dass der Dampf im schädlichen Raume oder beim Beginne der Compression als trocken angesehen werden müsse; gegen die Annahme eines Wasserbeschlages auf dem Kolben und Cylinderdeckel, der selbst Tropfenform annehmen kann, lässt sich nichts Erhebliches, auf Erfahrung und Beobachtung Beruhendes einwenden. Stimmt man diesem zu, so werden die Rechnungen der Elsässer stark erschüttert und der enorme Einfluss, den dieselben der erwärmenden resp. abkühlenden Wirkung der Cylinderwandungen zugeschrieben haben, ist zum Theil, vielleicht zum grösseren Theile, der im Cylinder zurückgebliebenen Wassermenge zuzuschreiben.

Die oben mit Q_c bezeichnete Wärmemenge, welche während des Ausströmens nach dem Condensator entführt wird, ist nun aber abhängig von der Nässe des im Cylinder zurückgebliebenen Dampfes und erscheint um so kleiner, je grösser der Wassergehalt vorausgesetzt wird. Wegen der Unsicherheit, die über die Grösse dieses Wassergehaltes noch herrscht, ist daher die Bestimmung von Q_c zweifelhaft und jedenfalls erscheint es unstatthaft, diese Grösse als einen Vergleichswerth für die Güte verschiedener Maschinen zu benutzen. Schon mehrfach wurde ausgesprochen, es sei durch die elsässer Untersuchungen eine neue Theorie der Dampfmaschine angebahnt und alles andere in gleicher Richtung Geschehene überholt worden. Das ist aber keineswegs der Fall.

Nimmt man an, die Cylinderwandungen seien für Wärme unempfindlich, so wird allerdings, wie Clausius zuerst nachgewiesen hat, während der Admission ein theilweises Verdampfen des Wassers im Admissionsdampfe, dagegen während der Expansion eine theilweise Condensation stattfinden, vorausgesetzt, dass der Dampf im schädlichen Raume trocken ist; nimmt man aber diesen Dampf nass an, so ergeben dieselben Formeln bei der Admission ein Niederschlagen, unter Umständen eine sehr starke Condensation, und die Expansionscurve fällt weniger steil ab; ja es ist sogar, wie ich schon in der ersten Auflage meiner „Grundzüge der mechanischen Wärmetheorie 1860“ gezeigt habe, mit der adiabatischen Expansion ein Verdampfen verbunden, wenn beim Beginne der Expansion dem Gewichte nach mehr Wasser als Dampf vorhanden ist. Ich bin weit entfernt, den Einfluss der Cylinderwandungen auf die Zustandsänderungen des Dampfes zu leugnen, über die Stärke desselben sind wir aber durch die Elsässer noch keineswegs ins Klare gesetzt.

Ich halte meine Theorie der Dampfmaschinen [1]) in allen Theilen aufrecht; zu den einzelnen von mir berechneten Effectverlusten wird nur derjenige noch beizufügen sein, der dem Einflusse der Cylinderwandungen entspricht; es ist aber zur Zeit noch unmöglich, denselben analytisch mit Sicherheit zum Ausdruck zu bringen. Sicherlich aber wird dieser Effectverlust kleiner ausfallen, als nach den elsässer Anschauungen zu erwarten steht.

Ich benutze übrigens diese Gelegenheit noch zu der nebensächlichen Bemerkung, dass ich auch an der von mir benutzten Bestimmung der disponiblen Arbeit der Dampfmaschine festhalte. Die betreffenden Darlegungen sind von einigen Seiten in abweisendem Sinne besprochen worden, aber in einem Tone, der mir eine Entgegnung unmöglich macht.

Dass meine Zweifel und Einwendungen gegen die elsässer Darlegungen sich auch auf die dort vorgeführten Berechnungen von Maschinen mit Dampfmantel, auf Woolf'sche und Compound-Maschinen erstrecken, ist selbstverständlich.

Dresden, den 16. August 1881.

1) Grundzüge u. s. w. 2. Aufl. 1866. S. 449. Neuer Abdruck 1877, S. 425.

Die Herstellung geschmiedeter Kurbelwellen in der Lancefield Forge zu Glasgow.

Von

W. L. E. Mc Lean in Glasgow.

(Mit Genehmigung der Institution of Mechanical Engineers aus den Proceedings, August 1879, derselben übersetzt.)

(Hierzu Tafel XXIV.)

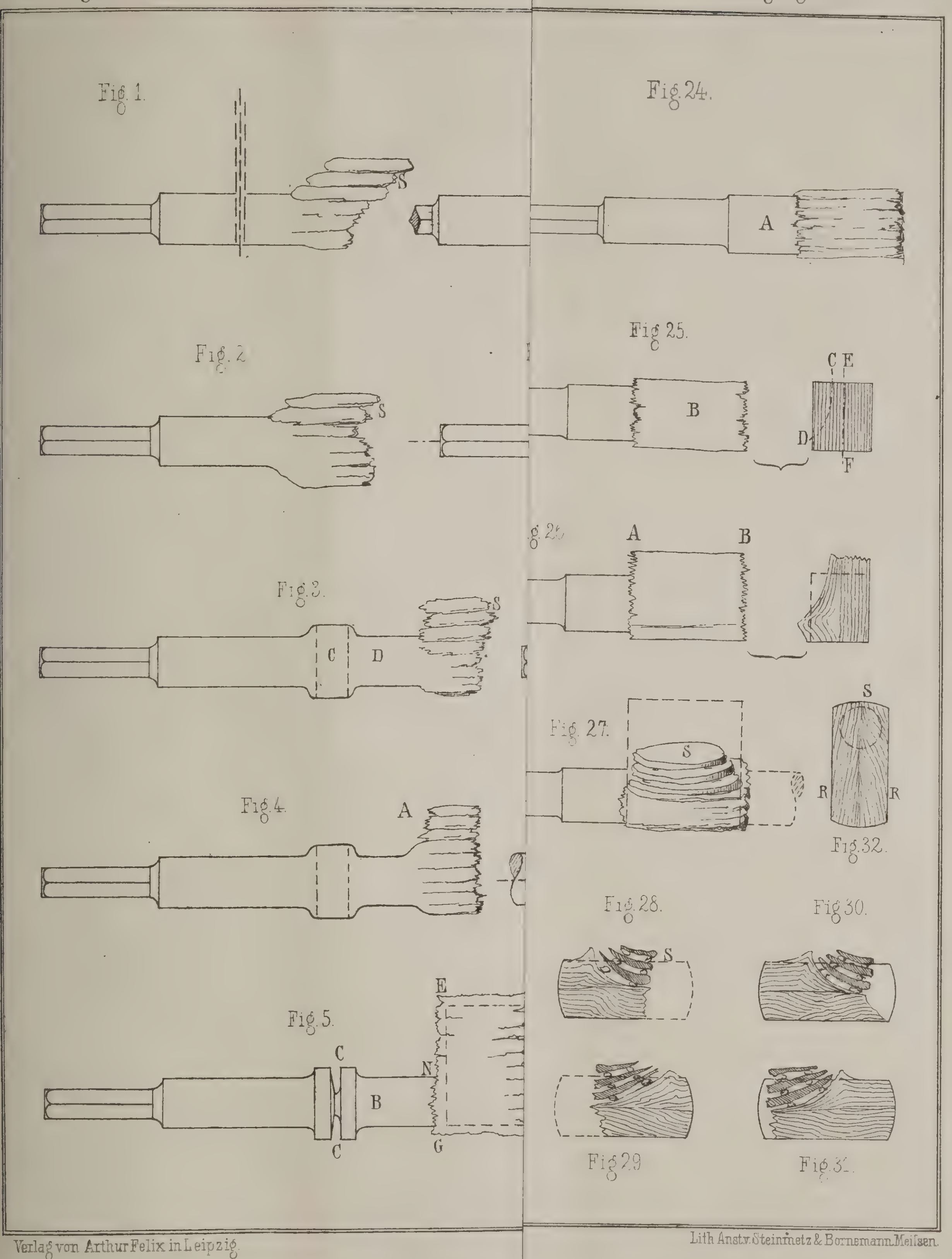
Bei dem älteren Verfahren der Herstellung grosser Kurbelwellen aus Schweisseisen benutzt der Schmied einen Rundschaft, Fig. 1, der in eine Krahnkette drehbar eingehängt wird und wiederholt als Träger des eigentlichen Werkstückes dient. Die Arbeit beginnt mit der Anfügung von zwei oder drei Platten (slabs) *S* und deren Erhitzung im Schweissofen. Diese Platten sind aus Alteisen (scrap iron) durch Schweissung hergestellt. Sobald dieselben schweisswarm sind, wird das Stück unter dem Dampfhammer sorgfältig geschmiedet. Man wendet es dann um und schweisst auch auf der Gegenseite zwei bis drei Platten *S* (Fig. 2) auf. Wenn so genügendes Material angehäuft ist, wird der Wellenbund *C* (Fig. 3) und die nächstliegende Wellenpartie *D* aus dem Groben gestaltet. Weitere Platten *S* werden angeschweisst, um den Kurbelkörper zu bilden. Das Stück nimmt zunächst die Form bei *A*, Fig. 4, an und weiterhin die Form Fig. 5. Der Wellenbund wird dann bei seiner Fertigstellung rundum eingehauen, wie bei CC, Fig. 5, zu ersehen, so dass späterhin die Abtrennung des fertigen Stückes leicht zu bewirken ist und nur der zur Stützung des Werkstückes erforderliche Querschnitt stehen bleibt. Der Schmied schrotet dann die Seitenfläche *EG* ab und rundet den Wellenkörper *B* und Hals *N* entsprechend aus. Es folgt nun die weitere Materialanhäufung für den Kurbelkörper durch Anfügung von Schweissplatten auf beiden Seiten des begonnenen Stückes, wobei dasselbe zuerst nach Maassgabe von Fig. 7, späterhin nach Fig. 8 im Schweissofen liegt; es wird so nach mehreren Hitzen die Form Fig. 9 und 10, endlich durch analoge Manipulationen und Ausbildung des Wellenhalses *AB* die Form Fig. 11 erreicht, worauf nach Erfordern ein zweiter Bund angefügt wird; in Fig. 11 ist die nachfolgende Herstellung des Kurbelzapfens durch Theilungsoperationen [1]) angedeutet. Soll eine doppelt gekröpfte Welle, wie Fig. 15 zeigt, zu Stande kommen, so muss nothwendig nach Fertigstellung des ersten Kurbelkörpers *A* auch der zweite *C* durch weiteres Anschweissen gebildet werden, wenn man nicht die Zusammenschweissung zweier isolirt hergestellter Kurbelwellen im Wellenstück *B* vorziehen will. [2])

Das dargestellte Verfahren führt verhältnissmässig rasch zum Ziele, leidet aber an einigen schwerwiegenden Mängeln. Bei Ausbildung des Wellenhalses *B*, Fig. 5 und 15, werden die in der Kehle *N* liegenden Materialfasern infolge des schon beträchtlichen Gewichtes des angefangenen Kurbelkörpers empfindlich beansprucht, was in zahlreichen Fällen — wie den Marine-Ingenieuren bekannt ist — zu einem an dieser Stelle ansetzenden Einbruch führt, wie bei *F*, Fig. 6, angedeutet. Ferner haben die Schweissfugen im Kurbelkörper, speciell in derjenigen Partie, welche den Kurbelzapfen liefert, eine ungünstige Lage und Beschaffenheit. Während ein Schnitt nach *AB*, Fig. 7 und 8, durch den zuerst gebildeten Theil des Kurbelkörpers die durch Fig. 12 charakterisirte Beschaffenheit zeigt, liefert ein Schnitt durch die Mitte des Kurbelkörpers (nach *CD*, Fig. 8) das in Fig. 13 angedeutete Bild; in beiden Figuren soll der punktirte Kreis die Lage des Kurbelzapfens andeuten. Die horizontalen Schweissfugen in Fig. 13 sind ebenso wie diejenigen, welche den Endflächen der angestückten Platten ent-

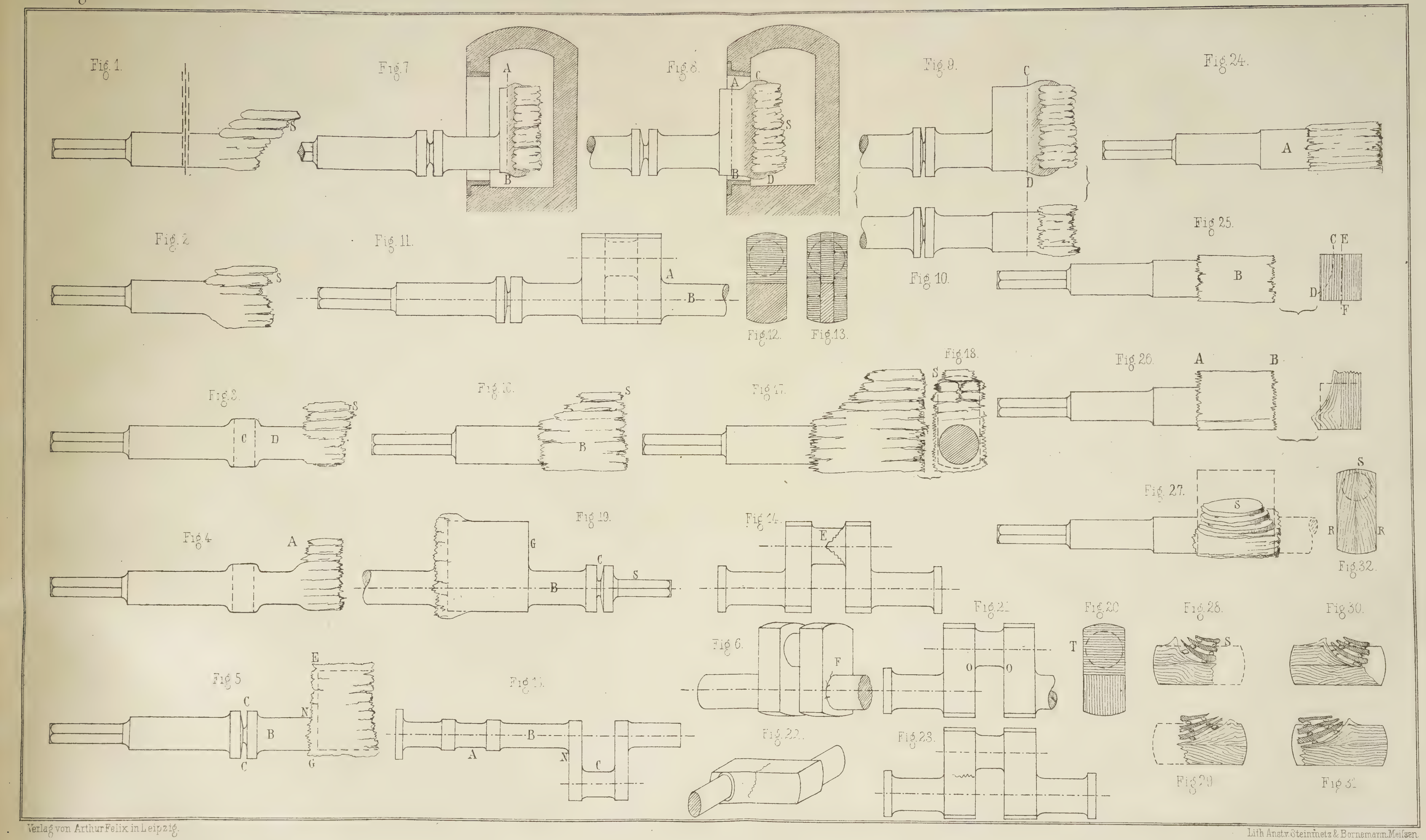
---

1) Vergl. Malmedie, Gussstahlfabrikation. Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure, Bd. 3, S. 278.

2) C. Knight, the mecanician and constructor for engineers. London 1869. S. 74.



Verlag von Arthur Felix in Leipzig.
Lith. Anst. v. Steinmetz & Bornemann, Meifsen.



Verlag von Arthur Felix in Leipzig. Lith. Anst. v. Steinmetz & Bornemann, Meißen.

sprechen, nach der vorherrschenden Richtung der Schlagwirkung von unzuverlässiger Beschaffenheit, ein Umstand, in dessen Folge nicht selten Querbrüche im Kurbelzapfen (scarf ends in the pin), wie in Fig. 14 angedeutet, auftreten.

Bei einer zweiten älteren Methode wird der Kurbelkörper zuerst gebildet. An einen Rundschaft werden zuerst Platten nach der in Fig. 1 und 2 bezeichneten Art angeschweisst; hiermit wird fortgefahren, bis ein dem Kern des Kurbelkörpers entsprechender Ansatz *B*, Fig. 16, entstanden, endlich die volle Höhe der Kröpfung (Fig. 17) erreicht ist. Bei sehr grosser Dicke des Kurbelkörpers werden wohl je zwei Platten stumpf an einander gestossen, wie bei *S*, Fig. 18; die Kurbel wird jedoch ohne seitliche Aufblattungen der in Fig. 8—10 angedeuteten Art (side slabs) aufgebaut, denn die auf die hohe Seite gerichteten Schläge liefern ausreichendes Material zur Gestaltung der Breitseiten. Die Endfläche *G*, Fig. 19, wird durch Abschroten, der Wellenhals *B* im Gesenk gestaltet, der Bund *C* angeschweisst, endlich ein schwächerer Schaft *S* durch Ausstrecken gebildet, mit welchem die Führung des Werkstückes bei Ausbildung des andern Wellenendes erfolgt.

Auch diese Methode, obwohl schon besser, als die vorige, hat noch entschiedene Mängel; Querbrüche im Kurbelzapfen treten zwar seltener auf, aber die Schweissfugen laufen sämmtlich quer zur Kurbeldicke, wie bei *T*, Fig. 20, zu ersehen, wo die Lage des Kurbelzapfens durch einen punktirten Kreis angedeutet ist, und die Kurbelarme zeigen bei starker Beanspruchung leicht Einbrüche an den Stellen *O*, Fig. 21, von der in Fig. 22 und 23 skizzirten Art.

Die Erkenntniss der Schwächen, welche den nach diesen beiden Verfahrungsweisen hergestellten Kurbelachsen anhaften, hat in der Lancefield-Schmiede ein drittes Arbeitsverfahren zur Ausbildung gebracht, das in kurzer Zeit auch von anderen Schmiedewerkstätten angenommen wurde.

Fig. 24 zeigt das in gewöhnlicher Art am Rundschaft begonnene Stück, an welchem die Partie *A* als künftiger Wellenhals cylindrisch gerundet und der den Anfang des Kurbelkörpers bildende Theil *B*, Fig. 25, aus flachliegenden der Mittelebene der Kröpfung parallel laufenden Schweissplatten zusammengesetzt und zunächst quaderförmig ausgeschmiedet wird. Dieser Theil wird zunächst auf einer Seite nach der ganzen Länge *AB*, Fig. 26, dergestalt nach der Breite so gestreckt, dass die neben Fig. 26 gezeichnete Profilform entsteht; die linke Seitenfläche zeigt hier zwei dachförmig abfallende concave Oberflächen. Auf die breitere dieser Oberflächen, welche der Lage des künftigen Kurbelzapfens entspricht, werden nun drei dünne passend begrenzte und ausgehöhlte Flachschienen gebracht nebst zwischengelegten Eisenbrocken, wie Fig. 27 im Aufriss, Fig. 28 im Querschnitte erkennen lässt; das Stück wird flachliegend in den Ofen gebracht, die aufgehefteten Schienen nach oben; dieselben sollen gleichzeitig aufgeschweisst werden, was bei geringer Wandstärke und vermöge der freien Zwischenräume, welche den Zutritt der Flamme beim Erhitzen und den Austritt der Schlacken beim Zuschlagen gleichmässig ermöglicht, ganz gut gelingt. Die Platten werden um 10—20^{cm} kürzer genommen, als der künftigen Breite des Kurbelkörpers entspricht, weil der Schweissprocess eine Streckung auch nach der Länge des Werkstückes liefert. Das Stück wird nunmehr umgewendet und auf der entgegengesetzten Seite in gleicher Art vorgerichtet, siehe Fig. 29. Nach Beendigung dieser zweiten Schweissung wird wieder die erste Seite seitlich ausgetieft (scarfed) und mit Schweissplatten versehen, dann wieder die zweite, vergl. Fig. 30 und 31, und so fortgefahren, bis die volle Grösse des Kurbelkörpers erreicht ist. Fig. 32 giebt die Structur desselben in einem Querschnitte normal zur Wellenachse; der punktirte Kreis entspricht der Lage des Kurbelzapfens; man erkennt, dass die mittlere Schicht des anfänglichen Körpers (entsprechend der Linie *EF* in Fig. 25) bis durch den Kurbelzapfen gestreckt wurde, dass Schweissfugen, welche den Kurbelzapfen oder die Kurbelarme quer durchsetzen, nicht vorkommen; Schweissfugen, welche bei *S* ansetzen, laufen bei *R* unter spitzem Winkel aus. Durch die vielfach zu wiederholenden Schweissungen wird die Entwickelung einer feinfaserigen Structur von erwünschtem Verlaufe befördert. Nachdem so der Kurbelkörper seinen vollen Umfang erlangt hat, wird die Endfläche durch Abschroten gestaltet unter Belassung erforderlichen Materials zu Ausbildung des zweiten Wellenstückes. Es folgt die Anschweissung eines Bundes und Streckung eines Schaftes *S*, wie oben mittelst Fig. 19 erläutert wurde.

Das Verfahren erfordert mehr Zeit, als die vorher beschriebenen älteren Methoden, und ist dementsprechend auch kostspieliger; aber der Mehraufwand ist reichlich aufgewogen durch die solide Beschaffenheit des Schmiedestückes. Indem der Kurbelkörper zuerst hergestellt wird, vermeidet man die gefährliche Beanspruchung des Wellenhalses während der Arbeit, wie sie bei der ersten Methode auftritt; Schweissfugen, welche den Kurbelzapfen oder die Kurbelarme quer durchsetzen, sind nicht vorhanden; alle Schweissfugen haben einen solchen Verlauf, dass die auf die Breitseite gerichteten

Schläge, welche die Fallhöhe des Hammerbärs möglichst auszunutzen gestatten, die zuverlässigste Schweissung garantiren. Bei Anwendung genügender Schweisshitze und bei richtiger Führung des Stückes im Hammer wird die Kurbelwelle keinerlei schwache Stellen zeigen.

Die grössten nach diesem Verfahren hergestellten Kurbelwellen für Schiffsmaschinen haben Kurbelzapfen von 512^{mm} (Oceandampfer Orient) bis 736^{mm} (Great Eastern) Dicke und entsprechen sämmtlich den gehegten Erwartungen.

Untersuchung über Leistung und Arbeitsverbrauch der Getreide-Mähmaschinen.

Von

Dr. E. Hartig in Dresden.

(Hierzu Tafel XXV—XXVIII.)

(Fortsetzung.)

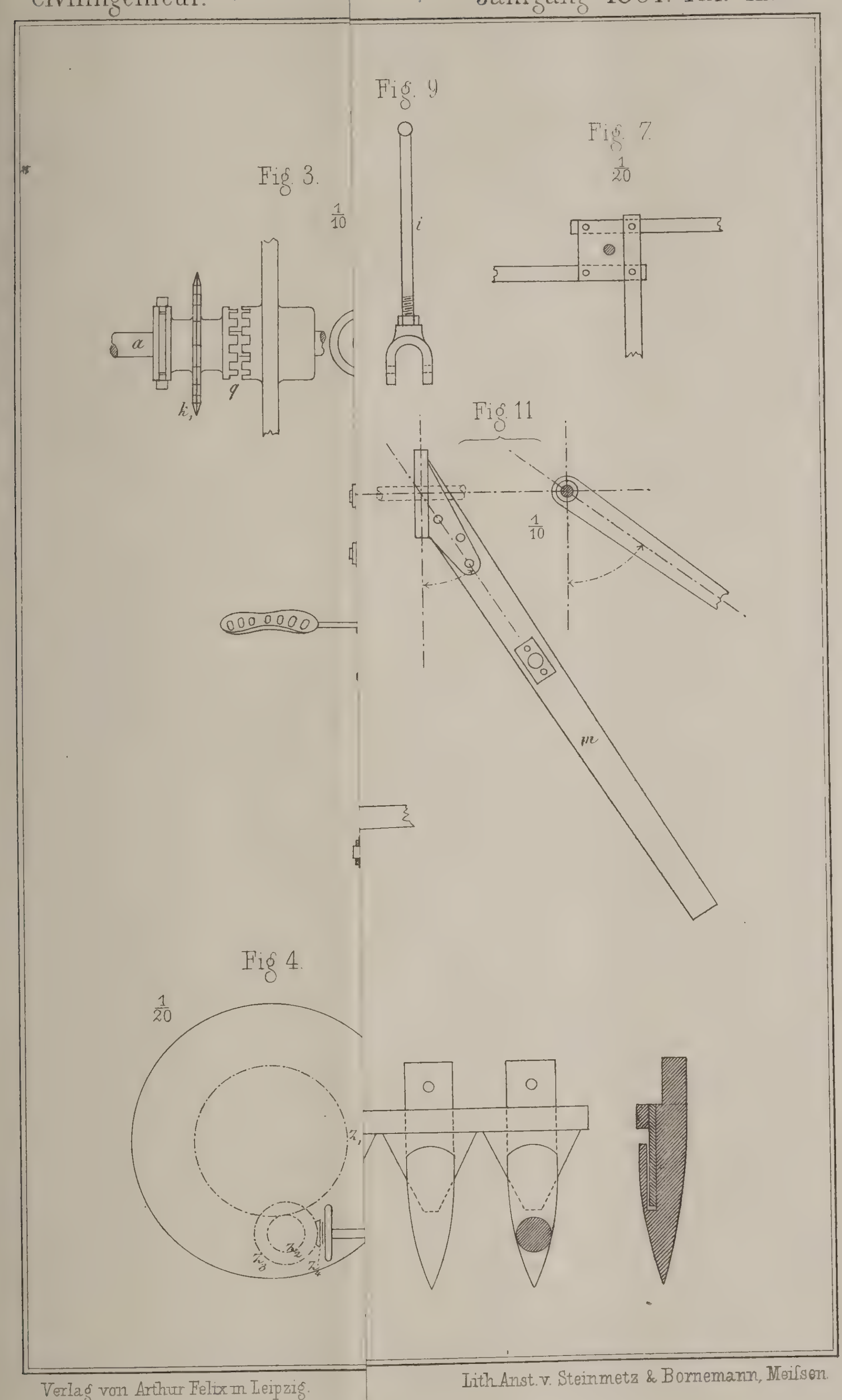
---

2) Mc Cormick'sche Mähmaschine, gebaut von Burgess & Key in London.

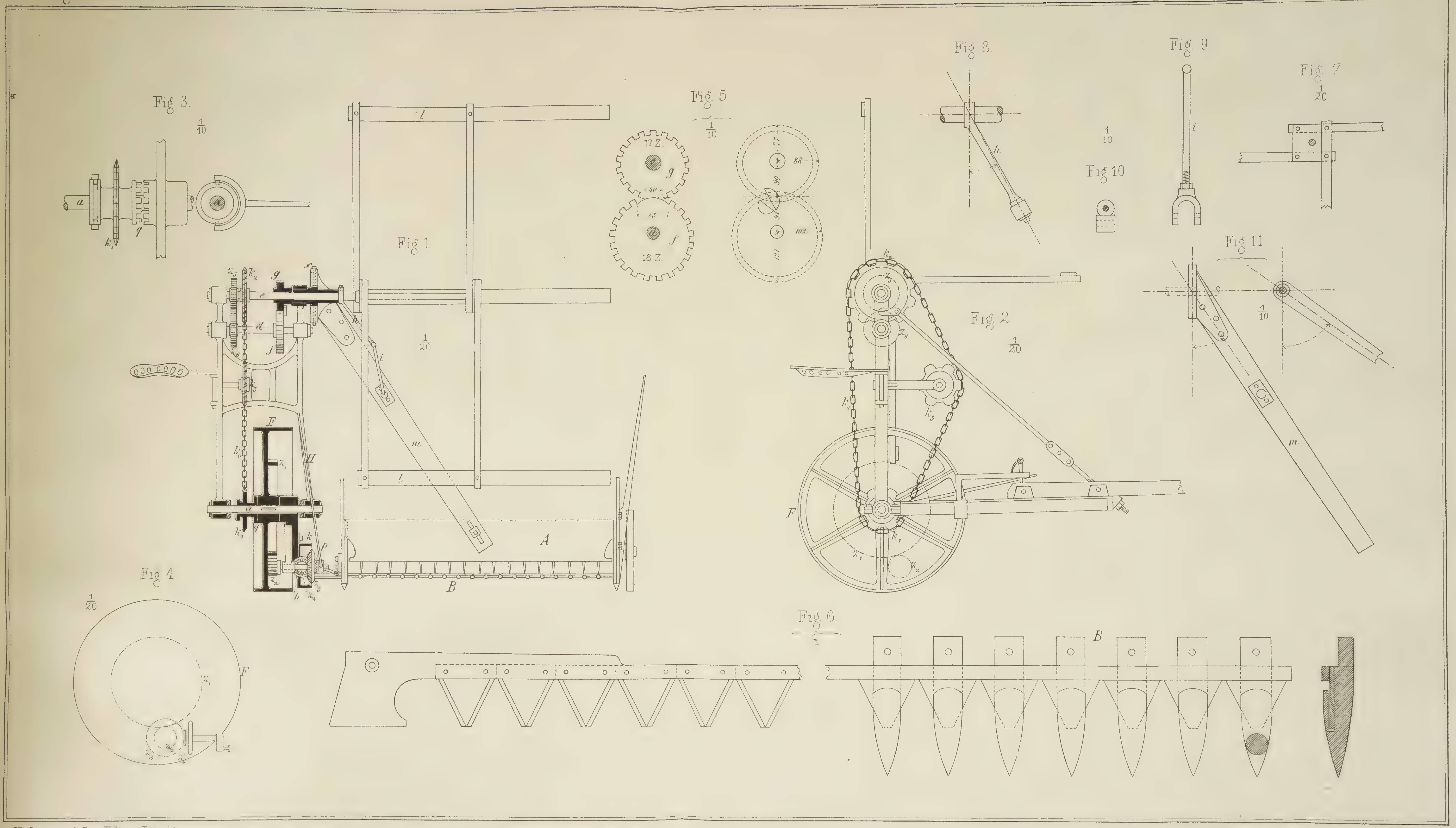
Die Firma Chr. Schubart & Hesse in Dresden hatte ein Exemplar dieser Maschine zu den Versuchen gestellt, weil dieselbe in der Geschichte der technischen Entwickelung der Mähmaschinen eine besonders ruhmreiche Stellung einnimmt; vergl. Perels, die landwirthschaftlichen Maschinen und Geräthe auf der Weltausstellung zu Paris 1867 (Berlin 1867), S. 63. Die von der ältesten Ausführungsform mehrfach abweichende Anordnung des benutzten Exemplars ist auf Taf. XXV zur Darstellung gebracht.

Die Maschine legt seitwärts ab. Der Betrieb des Messers, von dem auf Welle a festgekeilten Fahrrad F ausgehend, wird durch die Räder $z_1 - z_4$, die Wellen b und c und die Kurbelscheibe k (Fig. 1 und 4) vermittelt. Der Kurbelzapfen der letzteren ist durch eine Schubstange mit dem in Fig. 6 in grösserem Maassstabe dargestellten Messer verbunden, welches in dem Fingerbalken B gelagert ist. Während der Arbeit wird das lose auf Welle b steckende Kegelrad z_3 durch eine Kuppelung p, welche von dem Handhebel H gesteuert wird, mit der umlaufenden Welle b verbunden und die Bewegung auf das Messer übertragen.

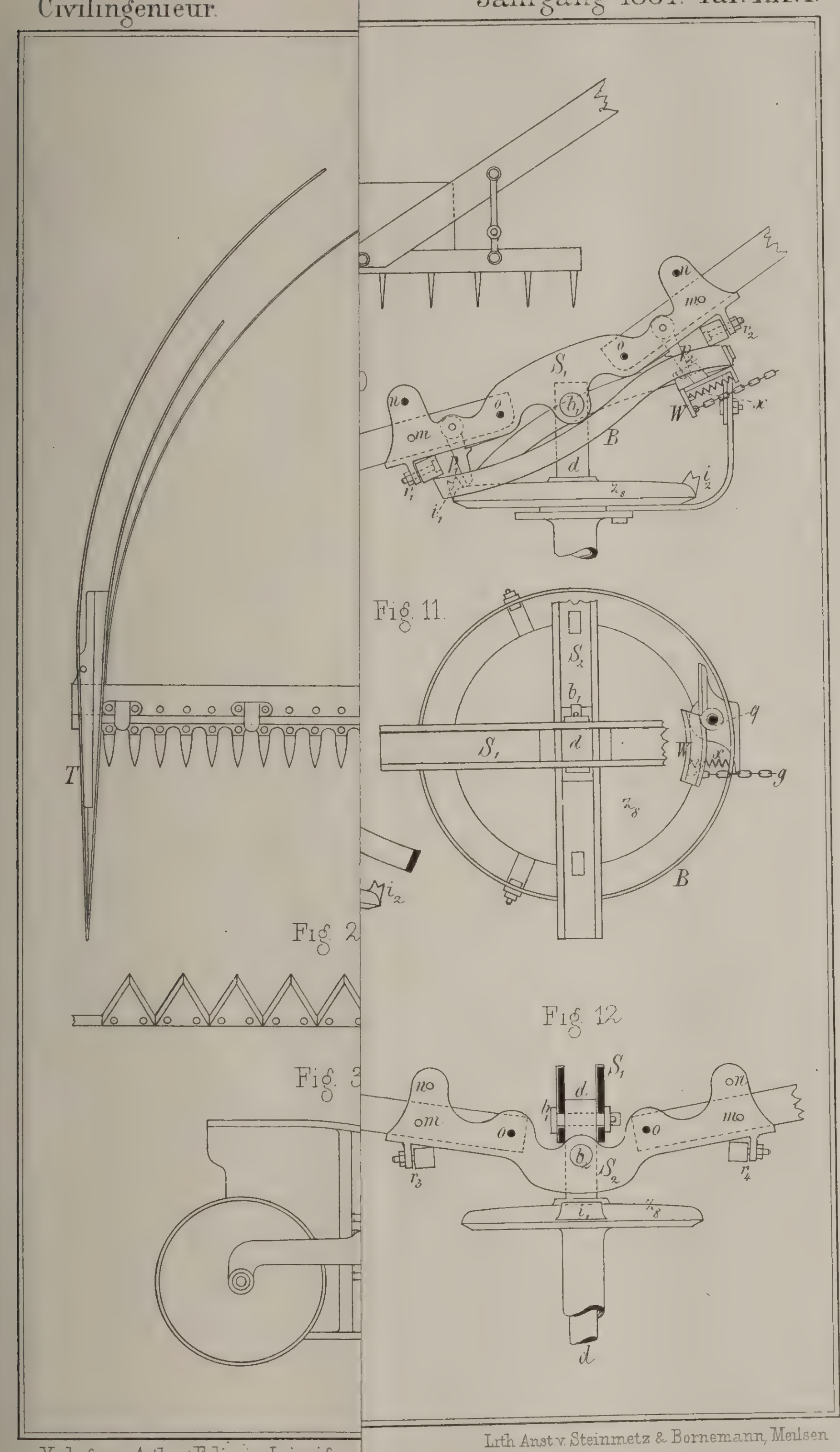
Die Bewegung der haspelartig an der Welle e angeordneten Raffbreter l wird ebenfalls von der Fahrradachse a abgeleitet. Hierfür dient das lose auf a steckende, durch die in Fig. 3 dargestellte Zahnkuppelung q mit dem Fahrrade verbindbare Kettenscheibe k_1, deren Bewegung die Kette k_0 und die Kettenscheibe k_2 auf die Haspelwelle e überträgt. Kettenspannung bewirkt die dritte Kettenscheibe k_3. Ausser dem, während der Arbeit beständig rotirenden Haspel, dessen Raffbreter l die zum Schnitt kommenden Halme in Gruppen theilen und gegen das Messer biegen, wird durch den Kettentrieb der Ableger A getrieben, indem die gleich grossen Zahnräder $z_5 z_6$, die Welle d und die unrunden, partiell verzahnten Räder f, g die Bewegung auf den Arm des Ablegers übertragen. Dieser Arm m ist um die Querachse x drehbar, welche an der zu e conaxialen, hohlen Achse des Rades g befestigt ist und normal zu derselben steht; ausserdem steht der Arm durch die, einen mit Kugelgelenken versehenen Kniehebel bildenden Arme hi (auch Fig. 8 und 9) mit der Welle e in Verbindung, da h auf e befestigt ist. Durch diese Mechanismen wird dem Ableger A eine doppelte Bewegung ertheilt und zwar eine Drehung um die Achse e während des Eingriffes der Räder g, f, und eine Drehung um die Querachse x, wenn die unverzahnten Theile der Räder gf auf einander gleiten, wie dies Fig. 5 zeigt; erstere während des Ueberführens von A von dem hinteren Plattformende nach dem Messer, letztere während des Ablegens, also des Laufes von A über die Plattform. Hierbei findet eine Drehung des Ablegerbretes um eine verticale Achse statt, welche die Verlängerung des Ablegers in der Nähe des Fahrrades schneidet, so dass die geschnittenen Halme die Plattform hinter dem Fahrrade verlassen und die Bahn für den folgenden Schnitt freigehalten wird.



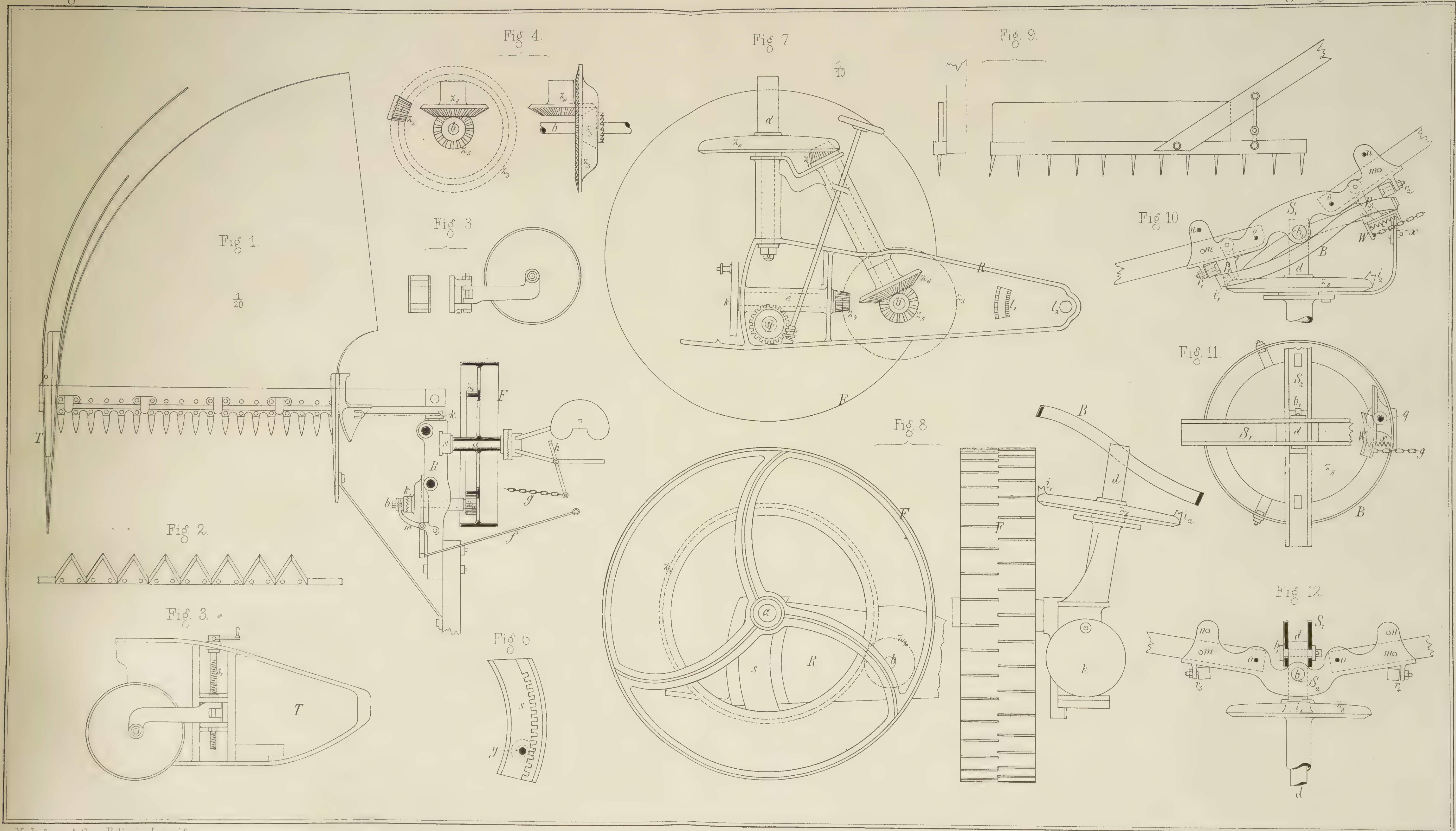
Verlag von Arthur Felix in Leipzig. Lith. Anst. v. Steinmetz & Bornemann, Meißen.



Verlag von Arthur Felix in Leipzig. Lith. Anst. v. Steinmetz & Bornemann, Meißen.

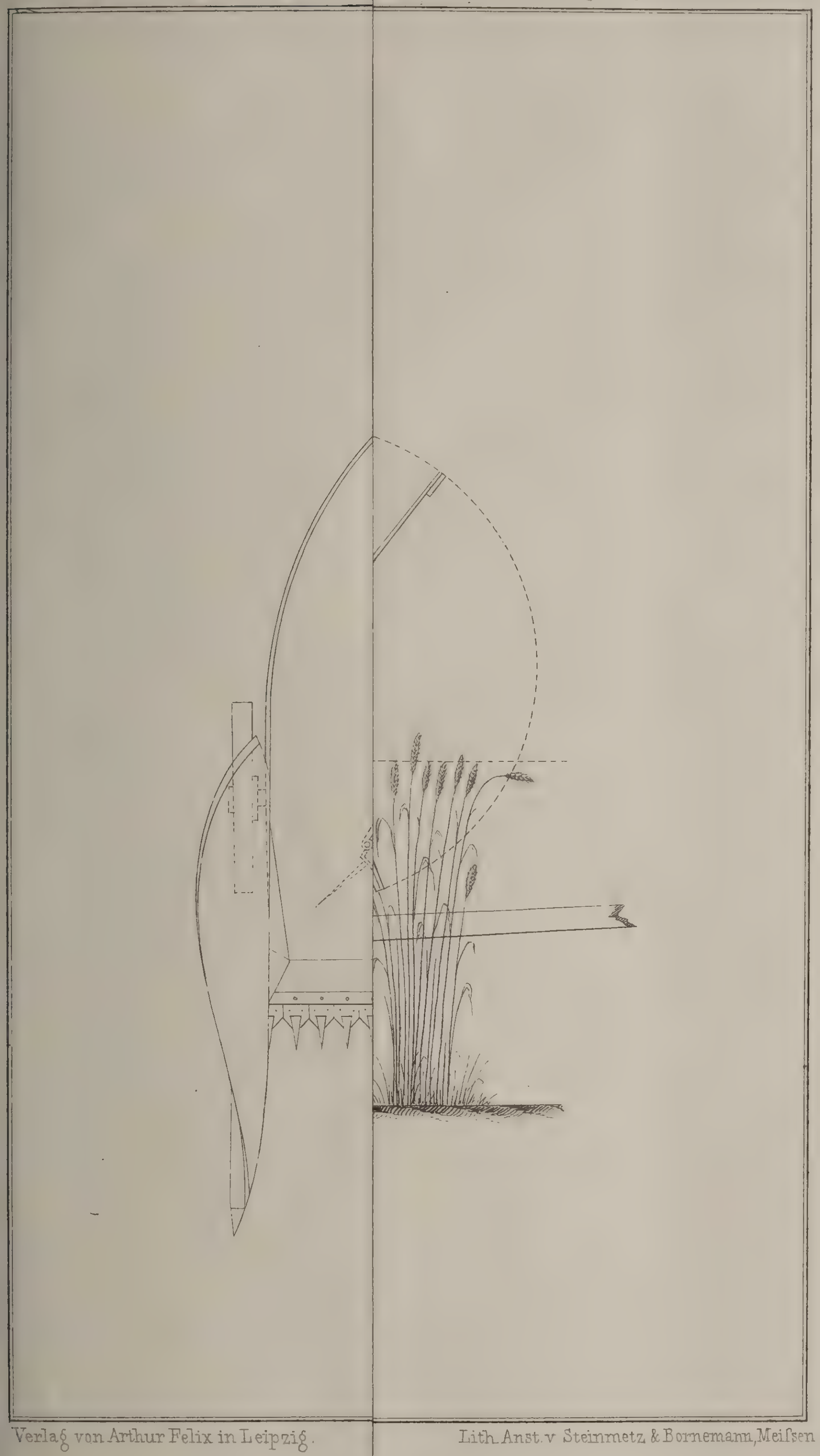


Verlag von Arthur Felix in Leipzig.
Lith. Anst. v. Steinmetz & Bornemann, Meissen.

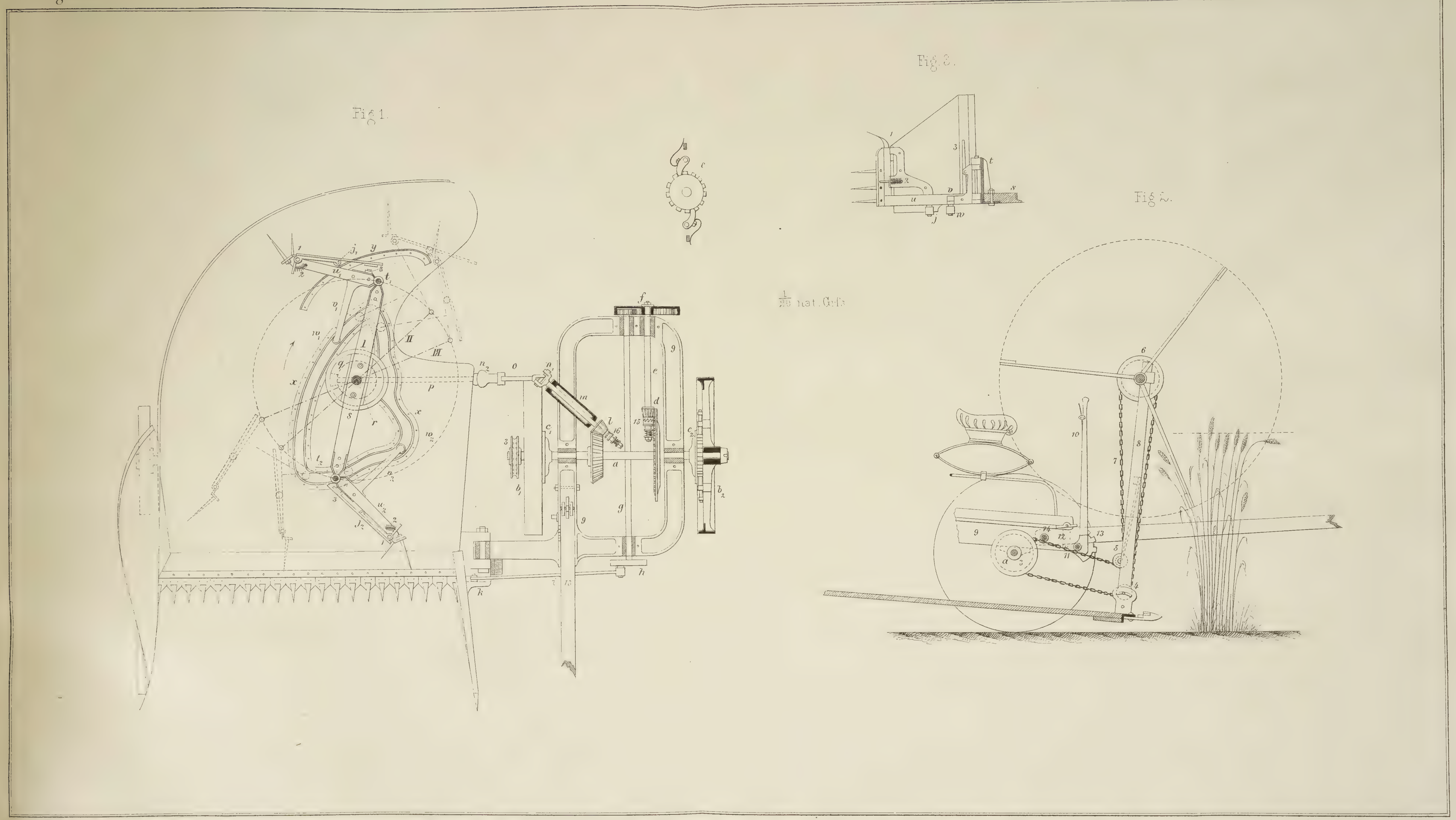


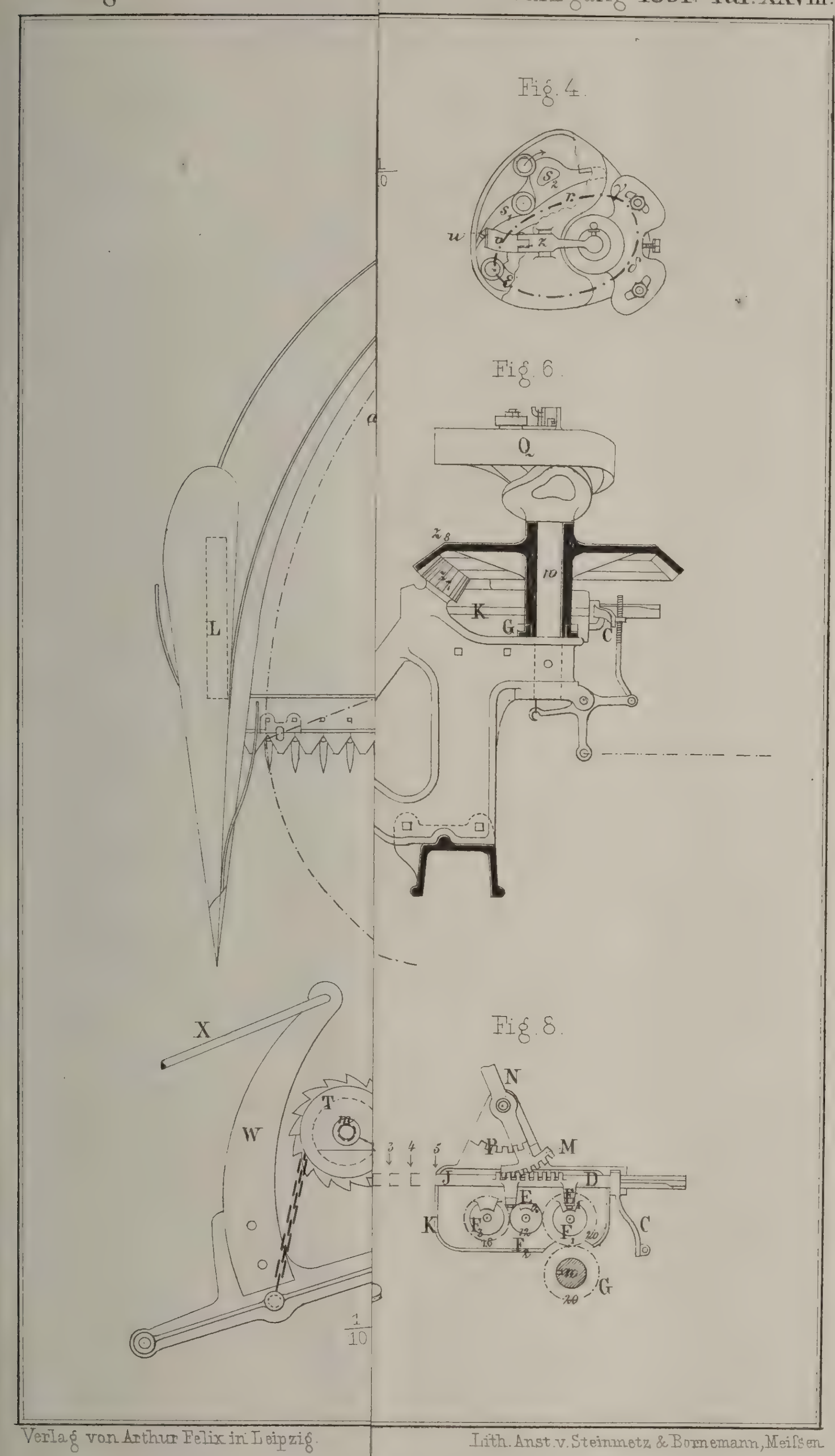
Verlag von Arthur Felix in Leipzig

Lith Anst v. Steinmetz & Bornemann, Meifsen.

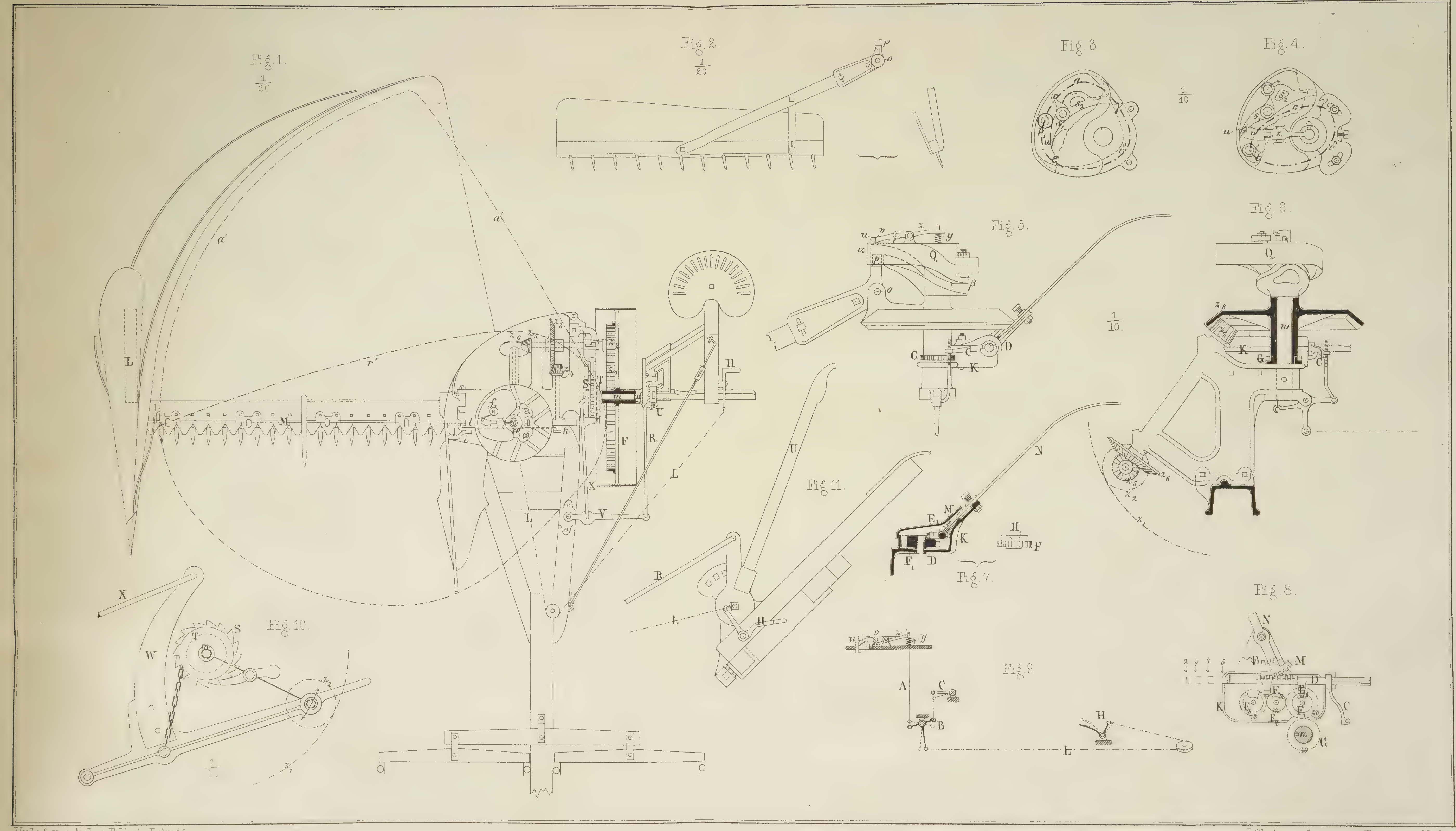


Verlag von Arthur Felix in Leipzig. Lith. Anst. v. Steinmetz & Bornemann, Meissen.


Fig. 1.
Fig. 2.
Fig. 3.
1/20 nat. Gr.



Verlag von Arthur Felix in Leipzig. Lith. Anst. v. Steinmetz & Bornemann, Meissen.



Verlag von Arthur Felix in Leipzig. Lith. Anst. v. Steinmetz & Bornemann, Meißen.

Durchmesser des Fahrrades 825mm, Breite 200mm. Auf eine Umdrehung des Fahrrades kommen

$$\frac{64}{12} \cdot \frac{45}{11} = 21{,}8 \text{ Messerspiele.}$$

Nutzbare Länge des Schneidapparates 1,42 m; Fingertheilung 76,5mm, Länge der Finger 150mm, Schneidwinkel 28,7° (siehe Fig. 6). Gewicht der Maschine 618kg.

Bei der dynamometrischen Untersuchung ergab die Maschine, von zwei Pferden gezogen und einem Fahrer bedient, einen Zugwiderstand von

129,6 kg im Leergange,
166,3 kg im Arbeitsgange,

bei einer Fahrgeschwindigkeit von 1,30 m pro Secunde und einer effectiven Schnittbreite von 1,27 m; Schnitt und Ablegung erwiesen sich als gut. Es stellt sich sonach der Arbeitsverbrauch auf

2,25 PS im Leergange,
2,75 PS im Arbeitsgange,

die stündliche Schnittfläche auf

$$3600 \cdot 1{,}27 \cdot 1{,}30 = 5944 \,\square^{m} = 0{,}5944^{ha},$$

die Schnittfläche pro Pferdestärke und Stunde auf

$$\frac{0{,}5944}{2{,}75} = 0{,}216^{ha}.$$

Bei der Arbeitsprobe ohne Dynamometer wurde eine Fläche von 0,4055 ha, welche 6,17 Proc. gelagertes Getreide enthielt, in 58′ 1″ totaler Arbeitszeit abgemäht; von dieser Zeit kamen jedoch nur 45′ 57″ oder 79,2 Proc. auf wirkliche Arbeit, der Rest auf zwei unvermeidliche Unterbrechungen, so dass die Schnittfläche pro Stunde sich ergiebt zu

0,4193 ha	0,5295 ha
mit	ohne

Berücksichtigung der stattgehabten Unterbrechungen. Sieht man die letztere Zahl als erreichbar an, so ersetzt die Mc Cormick'sche Maschine 6,68 Handschnitter.

3) „Omnium" Self-Raking Reaper von Samuelson & Co. in Banbury, England.

Die Firma Samuelson & Co., deren Getreide-Mähmaschinen schon zur Zeit der Berliner Mähmaschinen-Concurrenz[1]) in Deutschland fast überall bekannt waren, hat mit dieser leichten und compendiösen, seit 1875 gebauten Maschine[2]) bemerkenswerthe Erfolge erzielt.

Die Maschine legt seitwärts ab. Tafel XXVI giebt die wesentliche Einrichtung näher an. Auf der Hauptwelle a, Fig. 1 und 8, sitzt das Fahrrad F (Durchmesser 820, Breite 183mm) mit angegossenem Zahnrade z_1, das mit dem auf Welle b montirten Zahnrade z_2 in Eingriff steht. Die mittelst der Zugstange f und dem Winkelhebel w lösbare Klauenkuppelung k_1 verbindet die Welle b mit den Kegelrädern $z_3 z_5$, von denen ersteres durch Rad z_4, Welle e und Kurbelscheibe k das Messer, letzteres unter Vermittelung der Räder $z_6 z_7 z_8$ (Fig. 7) die Ablegerwelle d treibt. Sämmtliche Radwellen sind an dem gusseisernen Rahmen R (Fig. 7 und 8) gelagert. Das Fahrrad F steckt lose auf der Welle a_1, die im Zahnradsector s (Fig. 6 und 8) festsitzt. Dieser Sector dient zum Heben und Senken der Innenseite der Plattform; die Höhenlage der Aussenseite wird durch die Schraube s_1 im Theile T (Fig. 1 und 3) bestimmt. Der Mittelpunkt für den Theilkreis des Sectors fällt mit dem Wellenmittel b zusammen, damit die Zahnräder z_1 und z_2 stets im Eingriffe verbleiben. Die Schrägstellung der Plattform in der Zugrichtung geschieht durch Verstellung der Deichsel am Rahmen R; die eine Befestigungsschraube findet zu diesem Zwecke an R ein bogenförmig erweitertes Loch l_1 (Fig. 7), dessen Mittelpunkt in der geometrischen Achse der zweiten Befestigungsschraube l_2 liegt.

Zum Raffen und Ablegen dienen vier Rechen, von denen je zwei gegenüberliegende durch Schuhe $S_1 S_2$ (Fig. 10, 11, 12) vereinigt sind. Diese Schuhe schwingen um die Bolzen $b_1 b_2$ am oberen Ende der Welle d, deren Achsen normal zu einander gestellt sind, und ruhen mit Leitrollen $r_1 r_2 r_3 r_4$ auf der am Gestell festen Führungsbahn B. Sind die Rechenstäbe durch die Bolzen o, m mit den Schuhen verbunden (wie in der Zeichnung dargestellt), so wirken — nach Maassgabe der Gestalt der Führungsbahn, sämmtliche Rechen als Ableger, die Rechenspitzen gleiten dicht über der Plattform hin; dagegen erhalten die Rechen durch Einlegen der Rechenarme zwischen die Bolzen $m n$ eine solche Höhenlage, dass sie als Raffbreter wirken. Die entsprechende Befestigung der Rechenstäbe an den Schuhen ermöglicht daher die Arbeit der Maschine mit 1, 2, 3 oder 4 Ablegern, also die Erzielung von vier Garbengrössen.

Um während der Arbeitsverrichtung die Schwadengrösse in bestimmten Grenzen ändern zu können, was bei dem Mähen sehr ungleich dicht stehenden Getreides erforderlich wird, sind die in Fig. 10 dargestellten Rechen mit einer Schaltvorrichtung versehen, welche durch die vom Arbeiter dirigirte Weiche W (Fig. 10 und 11) in Thätigkeit gesetzt wird. Die

1) Filly a. a. O., 1869, S. 32.

2) Wüst, Die Leistungen der Mähmaschinen. Amtlicher Bericht über die Mähmaschinen-Concurrenz in Angermünde. Berlin (Wiegandt, Hempel & Parey) 1875, S. 22.

Rechenarme sind mit dem Schuhe S_1 nur durch die Bolzen o drehbar verbunden und tragen herabhängende Zungen $p_1 p_2$. Auf der oberen Fläche des Kegelrades z_8 erheben sich in der durch diese beiden Zungen bestimmten Verticalebene die Erhöhungen $i_1 i_2$. Legen beide Rechen ab, so gleiten die Zungen $p_1 p_2$ an der Innenseite der Knaggen $i_1 i_2$ vorüber, wie dies die Fig. 10 links zeigt; die durch die Feder x bestimmte Weichenstellung ändert hierbei die Lage der Zungen nicht. Eine durch Anziehen der Kette g bewirkte Drehung der Weiche um den Bolzen q bringt dagegen eine solche Ablenkung der Zungen nach aussen hervor, dass sich dieselben bei dem Herabgleiten des Schuhes auf der Bahn B auf die Knaggen stützen und dadurch den Rechenarm bis zur Berührung mit dem Bolzen n erheben, wodurch derselbe die Function des Raffbretes übernimmt. Dauernder Anzug der Kette g, durch den Druck des Arbeiters gegen den Fusstritt h, Fig. 1, erzeugt, lässt beide Rechen stets als Raffer wirken, bei wechselndem Anziehen und Nachlassen wirken die Rechen abwechselnd als Raffer oder Ableger.

Die nutzbare Länge des Schneidapparates misst $1{,}40^{m}$, die Fingertheilung 75^{mm}; der Messerhub ist gleich der doppelten Fingertheilung; Schneidwinkel zwischen Messer und Finger 28°. Auf eine Fahrrad-Umdrehung kommen

$$\frac{78}{14} \cdot \frac{44}{18} = 13{,}6 \text{ Messerspiele und}$$

$$\frac{78}{14} \cdot \frac{11}{29} \cdot \frac{8}{42} = 0{,}402 \text{ Umdrehungen}$$

der Ablegerwelle. Die Maschine wiegt 572^{kg} und kostet 700 ℳ.

Die dynamometrische Untersuchung lieferte als Mittelwerthe aus 2 Versuchsreihen

den Leerzug $= 90{,}9^{kg}$,
den Arbeitszug $= 142{,}8^{kg}$,

bei $1{,}36^{m}$ Fahrgeschwindigkeit pro Secunde und $1{,}41^{m}$ effectiver mittlerer Schnittbreite, wonach sich der Arbeitsverbrauch

im Leergange zu $N_0 = 1{,}65^{PS}$,
im Arbeitsgange zu $N = 2{,}57^{PS}$

und die stündliche Schnittfläche zu

$$L = 3600 \,.\, 1{,}41 \,.\, 1{,}36 = 6903 \,\square^{m} = 0{,}6903^{ha}$$

beziffert, demnach die Schnittfläche pro Pferdestärke und Stunde zu

$$\lambda = \frac{0{,}6903}{2{,}57} = 0{,}269^{ha}.$$

Bei der ohne Dynamometer vorgenommenen Schnittprobe wurde eine Parzelle von $0{,}2397^{ha}$ mit 4,60 Proc. Lagerstellen in 47′ 30″ abgemäht; von dieser Zeit kamen jedoch nur 31′ 3″ oder 66,0 Proc. auf Arbeitsgang des Schneidapparates, wonach sich die stündliche Schnittfläche berechnet zu

$0{,}306$	$0{,}463^{ha}$
mit	ohne

Rücksicht auf stattgehabte Arbeitsunterbrechungen.

4) Mähmaschine „Buckey“ mit Miller'schem Tafelrechen, von Aultman, Miller & Co. in Akron, Ohio.

Die mit eigenthümlichem Ablegeapparate ausgerüstete Maschine ist auf Tafel XXVII in $^1/_{20}$ der wirklichen Grösse zur Darstellung gebracht.

Der Antrieb der Werkzeuge erfolgt von der Hauptwelle a aus. Sie trägt lose die beiden Laufräder $b_1 b_2$ und ist mit diesen durch die Kuppelungen $c_1 c_2$ verbunden. Die Uebertragung zur Messerbewegung geschieht durch das conische Räderpaar d, die Hülfswelle e, das Stirnräderpaar f, die Kurbelwelle g und den Kurbelmechanismus h, i, k.

Die Bewegung des Tafelrechens erfolgt durch das conische Räderpaar l, die Hülfswelle m, die Universalgelenke $n_1 n_2$, zwischen denen das teleskopartig zu verschiebende Verbindungsstück o angeordnet ist; ferner durch die unterhalb des Tisches gelagerte Welle p und das conische Räderpaar q, von welchem das grössere Rad auf der verticalen Welle r befestigt ist, welche den Drehungsmittelpunkt für den Tafelrechen bildet. Der Tafelrechen besteht aus dem Hauptbalken s, welcher an seinen Enden die in den beiden Charnieren $t_1 t_2$ drehbaren Arme $u_1 u_2$ trägt. Die mit diesen starr verbundenen Arme $v_1 v_2$ haben an ihrem Ende Rollen $w_1 w_2$. Diese bewegen sich bei Drehung des Balkens s in der Curvenführung x und ertheilen dadurch den mit Spitzen versehenen Armen $u_1 u_2$ die zum Raffen des Getreides nothwendige Lage. Bei der Ablegestelle ist eine zweite Curvenschiene angeordnet. Diese bewirkt, dass während eines Theiles der Bahn ein am Arme u anliegender Flügel, welcher um das Charnier 1 drehbar ist und eine an der Schiene y entlang geführte Rolle trägt, von dem Arme u abgezogen wird. Dies geschieht, um das Getreide besser zusammen zu halten. Hat die Rolle j das Ende der Schiene y erreicht, so verursacht eine Feder 2 das Zurückklappen des Flügels in seine frühere Lage. Eine Blattfeder 3 verhindert ein zu starkes Anschlagen desselben.

Die Stellung I zeigt den Flügel in etwas abgehobener Lage; II den grössten Ausschlag desselben am

Ende der Schiene y; III den wieder zurückgeklappten Flügel. Um das Aufwickeln des Getreides zu verhindern, ist in der Ausführung auf die Welle r ein Blech aufgesteckt, welches den zwischen den Armen $u_1 u_2$ liegenden Mechanismus bedeckt.

Die Bewegung des Haspels, welcher den Zweck hat, das Getreide den Fingern zuzuführen, erfolgt von der Hauptwelle a aus, durch die Kettenräder 3, 6, die Kette 7 und die Zwischenrollen 4 und 5, von denen die letztere federnd angeordnet ist. Das auf der Haspelwelle aufgesteckte Kettenrad 6 ist auf dem Balken 8 verschiebbar.

Die Neigung des mit dem Rahmen 9 verbundenen Tisches geschieht vom Handhebel 10 aus durch den kleinen Hebel 11 und das Verbindungsstück 12. Es wird durch Bewegung des Handhebels der Winkel zwischen der bei 14 drehbaren Deichsel 13 und dem Gestelle 9 verändert.

Das Ausrücken der Mechanismen für die Bewegung der Messer und des Tafelrechens erfolgt durch die vom Sitz aus verstellbaren Kuppelungen 15 und 16, Fig. 1.

Die Arbeitsbreite, am Schneidapparate gemessen, beträgt $1{,}50^{\text{m}}$, die Fingertheilung 76^{mm}, der Schneidwinkel 35^{0}; Durchmesser der Fahrräder 810^{mm}, Breite 95^{mm}. Auf eine Umdrehung der Fahrräder kommen

$$\frac{65}{11}\cdot\frac{44}{11} = 23{,}6 \text{ Messerspiele und}$$

$$\frac{32}{16}\cdot\frac{11}{37} = 0{,}60 \text{ Umdrehungen des Ablegers.}$$

Gewicht der Maschine $576{,}5^{\text{kg}}$.

Bei der dynamometrischen Untersuchung stellte sich der Zugwiderstand auf

$113{,}5^{\text{kg}}$ im Leergange,

$154{,}3^{\text{kg}}$ im Arbeitsgange,

bei $1{,}16^{\text{m}}$ Geschwindigkeit und $1{,}43^{\text{m}}$ effectiver Schnittbreite; demnach der Arbeitsverbrauch auf

$N_0 = 1{,}76^{\text{PS}}$ im Leergange,

$N = 2{,}39^{\text{PS}}$ im Arbeitsgange,

die stündliche Schnittfläche auf

$$L = 3600 \,.\, 1{,}16 \,.\, 1{,}43 = 5972\,\square^{\text{m}} = 0{,}5972^{\text{ha}},$$

endlich die Schnittfläche pro Stunde und Pferdestärke

$$\lambda = \frac{0{,}5972}{2{,}39} = 0{,}250^{\text{ha}}.$$

Bei der Schnittprobe wurde eine Parzelle von $0{,}2439^{\text{ha}}$ (mit 6,15 Proc. Lagerstellen) in 56′ 37″ abgemäht; hiervon waren jedoch nur 29′ 27″ oder 52 Proc. wirkliche Arbeitszeit, denn die mangelhaft functionirende Ablegeeinrichtung und einige anderweite Ursachen veranlassten nicht weniger als 26 Stillstände. Die stündliche Leistung ergab sich demnach zu

$0{,}2585^{\text{ha}}$	$0{,}4969^{\text{ha}}$
mit	ohne

Berücksichtigung der beobachteten Stillstände.

5) Mähmaschine mit fünf controlirbaren Rechen von Walter A. Wood, London E. C.[1])

Die Wood'sche Mähmaschine, welche durch einen sehr geschickten Monteur vorgeführt wurde, imponirte durch die Leichtigkeit, mit welcher während der Fahrt nach Bedarf der 2., 3., 4. oder 5. Rechen als Ableger eingestellt, oder auch sämmtliche Rechen zu Ablegern gemacht werden konnten.

Tafel XXVIII zeigt die Gesammtanordnung und die Einrichtung der hauptsächlichsten Details.

Sowohl die Bewegung des Messers, als die der ablegenden, beziehentlich raffenden Rechen ist von dem Fahrrade F (Fig. 1) abgeleitet, welches den innen verzahnten Kranz z_1 trägt und lose auf der Hauptwelle m steckt. Für die Messerbewegung dienen die Zahnräder $z_2 z_3 z_4$, Kurbelscheibe k und Zugstange t; die Rechenbewegung vermitteln die Zahnräder $z_5 z_6 z_7 z_8$ (Fig. 6), von denen z_5 mit z_3 und z_2 auf einer Welle befestigt ist. Letzteres Rad ist in der Achsenrichtung verschiebbar und kann in z_1 ein- oder ausgerückt werden. An dem Angriffspunkte der Schubstange t am Messerbalken M verhindert eine Schutzplatte i das Herausfallen der ersteren aus dem Kreuzkopfe; sie ist um einen Zapfen drehbar, um sie bei der Herausnahme der Schubstange zurückschlagen zu können.

Das um die feststehende Ablegerwelle w (Fig. 6) drehbare Kegelrad z_8 trägt fünf Harken von der in Fig. 2 gezeichneten Form. Dieselben sind um die Zapfen o drehbar und werden an den Rollen p durch die an der Ablegerwelle befestigte, eigenthümlich gestaltete Leitbahn Q geführt. Die aus Fig. 5 und 6 zu ersehende Bahn besteht aus zwei Haupttheilen, der vertical stehenden Bahnfläche α für die Bewegung der ablegenden Rechen und der horizontal liegenden Bahnfläche β, bei deren Durchlauf die Rechen in gehobener Stellung sind. Beide Bahntheile sind durch Flächen von schraubenförmiger Biegung verbunden, auf denen die Ueberführung der ablegenden beziehentlich raffenden Rechen in die gehobene Stellung oder umgekehrt erfolgt. In Fig. 3 giebt die strichpunktirte Linie den Weg der Rollen p an, wenn die Rechen als Ableger

1) Vergl. die engl. Patentspecification Nr. 1393 A. D. 1878.

wirken, also den Verlauf der Ablegerbahn a; Fig. 4 zeigt in gleicher Art den Weg der mit den raffenden Rechen verbundenen Rollen, also die Rafferbahn r. Den Theil $\gamma \delta \varepsilon$ besitzen beide Bahnen gemeinschaftlich. Die Ueberführung von der gemeinschaftlichen Bahn auf die Rafferbahn erfolgt durch die Weiche s_1 und von der Rafferbahn nach der gemeinschaftlichen Bahn durch s_2. Die Weiche s_2 wird durch die Rollen allein bewegt.

Die Bahnen sind so gestaltet, dass der äusserste Punkt der Harke bei verticalstehender Harkendrehachse w im Grundrisse die strichpunktirt angegebenen Curven r' und a' durchläuft, erstere für die Raffer, letztere für die Ableger. Die Rafferbahn wird durch die nach der Harkenachse zu liegenden Flächen der Weichen gebildet. Die Bewegung der Weiche s_1 geschieht auf folgende Weise. Die Rolle p_1 (Fig. 3) bringt durch den Ansatz x die Weiche s_1 in die in Fig. 4 gezeichnete Stellung. Die Rollen werden daher so lange auf der Rafferbahn gehen, bis die Klinke die Nase frei lässt, dann wirkt die Feder f_1 (Fig. 1) und bringt die Weiche in die in Fig. 3 ersichtliche Stellung. Die nächstfolgende Rolle gelangt auf die Ablegerbahn, so dass die betreffende Harke also ablegt. Hierdurch wird, wie oben angegeben, die Weiche wieder so gestellt, dass sie die Rafferbahn öffnet (Fig. 4), die folgenden Harken werden daher so lange raffen, bis die Klinke v wieder auslöst und die Ablegerbahn geöffnet wird.

Die Feder y (Fig. 5 und 9) ist bestrebt, durch den Hebel z die Klinke v auszulösen, sowie durch den Draht A und den doppelarmigen Hebel B den Hebel C zu senken. Das Heben dieses Hebels C erfolgt durch die in Fig. 7 und 8 angegebene Vorrichtung. Der Hebel C ist in dem „Controlkasten“ K drehbar gelagert; er trägt eine Feder, die in die Nuth des verschiebbaren Stabes D eingreift und daher C mit D auf Drehung verbindet. Zwei mit Röllchen $E_1 E_2$ versehene Ansätze des Stabes D gleiten auf den Stirnflächen der Zahnrädchen $F_1 F_2 F_3$. In Fig. 8 rollt E_1 auf der Stirnfläche des Rädchens F_1 mit 20 Zähnen, das von der Harkenträgerachse w durch ein Zahnrad G mit ebenfalls 20 Zähnen getrieben wird. Sobald die Vertiefung H_1 des Rades F_1 (Fig. 7 und 8) unter die Rolle E_1 kommt, senkt sich diese und dreht dadurch den Stab D; der Hebel C senkt sich und löst dadurch die Klinke v aus, so dass die nächste Harke ablegt. Bei der Uebersetzung 20 auf 20 kommt während jeder Umdrehung des Harkenträgers H_1 einmal unter E_1, das heisst jede fünfte Harke legt ab. Wird D so verschoben, dass das Ende J auf 4 (Fig. 8) zu stehen kommt, so rollt E_2 auf F_3 mit 16 Zähnen; während vier Umdrehungen wird der Hebel C fünf Mal gesenkt und daher legt jede vierte Harke ab; erfolgt die Verschiebung von D so weit, dass J auf 3 steht, so rollt E_1 auf dem Rädchen F_2 mit 12 Zähnen, der Hebel C wird auf drei Umdrehungen des Harkenträgers 5 Mal gesenkt, 5 Mal die Klinke v ausgelöst, so dass jede dritte Harke ablegt.

Wird endlich J auf 2 eingestellt, so sind beide Röllchen E ausser Berührung mit den Rädern, die Feder des Hebels C tritt in die vorn erweiterte Nuth von D ein, wodurch C fortwährend gesenkt, die Klinke also fortwährend ausgelöst bleibt und jede zweite Harke ablegt. Die Weiche s_1 besitzt nämlich eine solche Länge, dass, wenn eine Rolle, die auf der Harkenbahn geht, den Bereich von x verlässt (Fig. 3), gerade die folgende Rolle in den Bereich der Weiche gekommen ist, sie also die Rafferbahn durchlaufen muss; sobald aber diese Rolle an dem Drehpunkte der Weiche vorüber ist, kann die Feder w wirken und die Ablegerbahn wieder öffnen. Die Zahlen 5, 4, 3, 2 sind für den Fahrer sichtbar am Deckel des Controlkastens angebracht. Wird endlich verlangt, dass gar keine Harke ablegen soll, so wird durch Fusshebel H die Schnur L gezogen und hierdurch der Hebel C dauernd gehoben, wodurch sich die Kinke v gegen die Weiche s_1 stemmt und die Rafferbahn beständig offen erhält. Wenn jede Harke ablegen soll, so muss s_1 durch eine neue feststehende Weiche ersetzt werden, durch welche die Ablegerbahn immer offen erhalten wird. Das Verstellen des Stabes D kann durch den Zahnsector M vom Fahrersitze aus mittelst des bequem gelegenen Hebels N (Fig. 7) auch während der Fahrt erfolgen. Die Sicherung des Hebels N in der vorgeschriebenen Stellung bewirkt eine Nase am Hebel, die in die betreffende Vertiefung P des Controlkastens sich einlegt. Das Hoch- und Tiefstellen des Messers und der Plattform geschieht auf der Getreideseite durch das in der Höhe verstellbare Laufrad L, auf der Fahrradseite durch Hebung des Gestelles mittelst der in Fig. 1 und 10 gezeichneten Windevorrichtung. Die Achse der Kettentrommel T und des Sperrrades S wird durch die Fahrradachse gebildet. Das Neigen des Fingerbalkens wird vom Sitze aus mittelst des Hebels U bewirkt, der durch die Stange R, den um einen Deichselpunkt drehbaren Hebel V und die Stange X auf den Gestellarm W wirkt. Für die Hebung der Plattform bildet die Drehachse des Rades z_2, für die Neigung des Fingerbalkens die Fahrradachse m die Gerade, um welche die Drehung des Gestellrahmens erfolgt. Die Breite der Maschine kann während des Transportes

durch Aufklappen der Plattform und Abnehmen des Fahrersitzes zweckmässig verkleinert werden.

Die Schnittbreite, am Schneidapparate gemessen, beträgt $1{,}50^{m}$, die grösste mögliche Schnittbreite nach Stellung des Theilers $1{,}66^{m}$, die Fingertheilung gleich der Messerschiebung 76^{mm}, die Fingerlänge 111^{mm}, der Schneidwinkel 30^{0}, die Dicke des Messers $1{,}4^{mm}$, der Fahrraddurchmesser 915^{mm}, die Breite des Fahrrades 205^{mm}, der Durchmesser des Laufrades 660^{mm}, dessen Breite 47^{mm}, die grösste Breite der Maschine $3{,}80^{m}$.

Auf eine Umdrehung des Fahrrades kommen

$$\frac{91}{17} \cdot \frac{45}{11} = 21{,}9 \text{ Messerspiele,}$$

sowie

$$\frac{91}{17} \cdot \frac{11}{25} \cdot \frac{9}{53} = 0{,}40 \text{ Umdrehungen der Ableger-}$$

welle.

Die Maschine wiegt 527^{kg}, ihr Verkaufspreis wird zu 700 ℳ angegeben.

Die dynamometrische Untersuchung ergab einen mittleren Leerzug von $98{,}0^{kg}$, einen mittleren Arbeitszug von $134{,}3^{kg}$ bei $1{,}33^{m}$ Fahrgeschwindigkeit und und $1{,}38^{m}$ effectiver Schnittbreite, so dass sich berechnet der Arbeitsverbrauch

im Leergange $N_0 = 1{,}74^{PS}$,

im Arbeitsgange $N = 2{,}38^{PS}$,

die stündliche Schnittfläche

$$L = 3600 \,.\, 1{,}33 \,.\, 1{,}38 = 6607 \,\square^{m} = 0{,}6607^{ha},$$

die Schnittfläche pro Stunde und Pferdestärke

$$\lambda = \frac{0{,}6607}{2{,}38} = 0{,}278^{ha}.$$

Bei der Schnittprobe ohne Dynamometer wurde in 34′ 42″ (wovon 27′ 32″ oder 79,3 Proc. wirkliche Gangzeit) eine Parcelle von $0{,}258^{ha}$ abgemäht, wonach sich die stündliche Schnittfläche berechnet zu

$0{,}446^{ha}$ mit — $0{,}562^{ha}$ ohne

Berücksichtigung der stattgefundenen Unterbrechungen. Unter Annahme der letzteren Zahl ist die Leistung der Maschine 7,09 Mal so gross wie die eines Schnitters.

Literarische Neuheiten aus dem Baufache.

Besprochen von

O. Gruner, Landbauinspector in Dresden.

Wilhelm Wagner, kgl. Bergrath und Referent bei der kgl. ungar. Domänen- u. s. w. Direction zu M.-Sziget. Der praktische Baurechner. Handbuch zur Anfertigung von Bauanschlägen nach dem Metermaass u. s. w. Zweite vermehrte und verbesserte Auflage. Mit 38 Abbildungen. Wien 1881. Verlag von Faesy & Frick.

Unter vorstehendem Titel präsentirt sich ein Handbuch, welches dem Bautechniker beim Veranschlagen der verschiedenartigsten Arbeiten, beim Abschätzen, Liquidiren u. s. w. mit einer grossen Fülle von Maass- und Preisangaben, Tabellen und Notizen aller Art nützlich sein soll. Den Kern desselben bilden die Nachweise des Arbeitsbedarfs bei Herstellung der verschiedenartigsten Bauarbeiten und Gegenstände; die betreffenden Kapitel dürften wohl auch als der werthvollste Theil des ganzen Buches zu bezeichnen sein. Der Verfasser kommt damit den Bestrebungen der neueren Zeit entgegen, sich von der unzuverlässigen und raschen Wandlungen unterworfenen Methode: Materialpreis und Arbeitslohn zusammenzufassen — loszusagen. Wie nothwendig dies ist, zeigt ein Vergleich des vorliegenden Buches mit der im Jahrg. 1876, S. 313 dieser Zeitschrift besprochenen „Bauführung" von Busch (auf die hiermit als ein verwandtes Unternehmen überhaupt zurückverwiesen sei). Busch berechnet z. B. das Beschläg einer einflügeligen Thüre: zwei Fischbänder und eingestecktes Schloss zu 12 ℳ, Wagner hingegen zu 18 ℳ (9 Fl.); Busch einen Quadratmeter gestemmten Fensterladen zu 6 ℳ, Wagner hingegen zu 12 ℳ (6 Fl.) u. s. f., wobei ja natürlich andere Zeit und anderer Ort als theilweise Erklärung dienen können. Vergleicht man hingegen die in Bruchtheilen von Tagewerken ausgedrückten Arbeitszeiten, so findet man selbstverständlich grössere Uebereinstimmung, da beide Autoren als mittlere Dauer der Tagesschicht 10 Stunden annehmen. — Leider ist nun aber das

Wagner'sche Buch hinsichtlich seiner Güte und Ausführlichkeit nicht vollkommen homogen; während sich einzelne Theile durch erschöpfende Gründlichkeit auszeichnen (z. B. der vierte Abschnitt, welcher die Dächer, sowie das zweite Kapitel des dritten Abschnittes, welches die Zimmerarbeiten bei Landbauten behandelt), sind andere Kapitel auffällig vernachlässigt. So werden beispielsweise die Glaserarbeiten mit einer Seite abgethan, die Zimmermaler-Arbeiten gar nur auf einer halben; manche Gegenstände sind in verschiedene Kapitel verzettelt, ohne jeden Hinweis auf die zugehörige Stelle. (Dies gilt z. B. von den Notizen über Heizung und Beleuchtung.) Der weiteren Verbreitung des Buches über die Grenzen seines Geburtslandes hinaus dürfte es etwas hinderlich sein, dass der Verfasser eine Menge Provinzialismen und locale Bezeichnungen in dasselbe aufgenommen hat, die anderwärts absolut unverständlich sind. Es kann zwar Niemandem, der sich häufig mit der Fachliteratur, besonders des Hochbauwesens, beschäftigt, entgehen, wie verschiedenartig für dieselben Gegenstände häufig die Bezeichnungen in Nord und Süd, in Ost und West lauten; immerhin aber giebt es in der deutschen Sprache fast für jeden bautechnischen Begriff ein schriftgerechtes Wort, das allenthalben richtig verstanden wird, und es erscheint uns eine Pflicht des Schriftstellers, zu dem ausschliesslichen Gebrauch allgemein verständlicher Bezeichnungen für seinen Theil nach Kräften beizutragen. Ganz unzulässig erscheinen uns deshalb Ausdrücke, wie wir hier einige aus der reichen Blumenlese herausgreifen, z. B. Gainzen, Schrottwand, gespranzt, Ichse, Dranitze, Wörterheimer Dachung, Posener Ofen u. s. w., deren Deutung z. Th. selbst aus dem Zusammenhange nicht gelingt und die zu dem Eindrucke der Unbehilflichkeit, den der Stil zuweilen macht (vergl. das Kapitel über Dauer, Unterhaltungskosten u. s. w. der Bauwerke), noch beitragen. — Ziehen wir das Facit aus unserer Besprechung, so können wir dem Buche einen beträchtlichen praktischen Werth zwar nicht absprechen, müssen aber Bedenken tragen, es ohne Weiteres zur Anschaffung und zum Gebrauche für unsere Verhältnisse zu empfehlen.

A. Knäbel, Architekt und Maurermeister. Das Rübenzucker- und das Kartoffelstärke-Fabrikgebäude in der Anlage und Einrichtung.

Derselbe. Das Bier-Brauerei- und das Spiritus-Brennerei-Gebäude in der Anlage und Einrichtung.

Derselbe. Die Anlage und Einrichtung von Ziegeleien zur Fabrikation von Ziegeln und Thonwaaren, sowie Anlage einer Kohlenstein- oder Briquett-Fabrik.

Diese vorstehend verzeichneten Compendien enthalten in knapper Form das Wissenswürdige aus den in den Titeln genannten Industriezweigen, zum Theil freilich etwas flüchtig und unvollständig, zum Theil aber auch so weit ausgeführt, wie der Bautechniker es braucht. Unbefriedigend ist namentlich die Behandlung der Ziegeleien, welche den Vergleich mit der Behandlung desselben Gegenstandes durch Gottgetreu (s. Bd. XXVI, S. 205) in keiner Hinsicht verträgt; auch die Kartoffelstärke-Fabrikation ist etwas zu knapp traktirt, während das Brauerei-, Brennerei- und Rübenzucker-Gebäude ziemlich erschöpfend besprochen wird. Die Erwähnung einiger neuen Apparate und Verfahren vermisst man allerdings auch hier; von jenen z. B. die mechanische Mälzerei und das Patentmaischwerk (von Gebrüder Noback & Fritze); von diesen beispielsweise das verbesserte Tillmann'sche Brauverfahren (ohne Maisch- und Würzepumpen), welches hauptsächlich im Maischverfahren (Abhaltung der atmosphärischen Luft, Verhütung der Trebersäurebildung) von dem gebräuchlichen Verfahren abweicht. — Wohl aber bietet das Büchlein gute Unterlagen beim Entwerfen mittelst der beigefügten schematischen Pläne von derartigen vollständigen Anlagen.

Carl A. Romstorfer, Architekt u. s. w. Die Stallgebäude in ihrer sanitären Anlage und der Vergleich des Lang- und Querreihen-Systems. Leipzig, Karl Scholtze, 1880 bezw. 81. (Deutsche bautechnische Taschenbibliothek.)

Die verschiedenen Kapitel dieses Bändchens (das leider des Inhaltsverzeichnisses entbehrt) behandeln die Abmessungen, Wärme, Licht, Luft, Wasser und Feuersicherheit, insbesondere der Pferde- und Rindviehställe und enthalten manchen fruchtbaren Gedanken. Interessant ist die im letzten Kapitel enthaltene Zusammenstellung von ausgeführten, beziehungsweise projectirten Wirthschaftshofanlagen in den verschiedensten Ländern, wobei wir allerdings den ächten Repräsentanten des mitteldeutschen Bauernhofes vermissen. (Das sächsische Erzgebirge z. B. weist in seinen gegen Sturm und Schnee gleichsam Carrée bildenden Bauergehöften manches Charakteristische auf.) — Wir unterlassen nicht, bei dieser Gelegenheit auf ein Musterbuch (im wahren Wortsinne) aufmerksam zu machen, welches die Kuhn'sche Giesserei und Maschinenfabrik in Stuttgart-Berg in jüngster Zeit veröffentlicht hat und welches das Kapitel „Pferdestall-Einrichtungen" in seinen Zeichnungen erschöpfend und sehr anschaulich behandelt.

Leopold von Pebal, Dr. phil., ordentl. Professor der Chemie an der Universität Graz u. s. w. Das chemische Institut der k. k. Universität Graz. Mit 8 Tafeln. Wien 1880. Verlag von Faesy & Frick.

Diese Schrift enthält eine hübsche und dankenswerthe Publikation über einen Gegenstand, der durch die Fortschritte der Wissenschaft noch beständige Um- und Weiterbildungen erleidet; der Architekt, dem die Aufgabe

gestellt wird, ein grösseres Laboratorium zu bauen, wird deshalb eine Gelegenheit, sich über den neuesten Stand der fraglichen Materie zu unterrichten, besonders gern ergreifen. In der vorliegenden, von dem naturwissenschaftlichen Vereine für Steiermark herausgegebenen Monographie findet er ausführliche Auskunft über Bau, Einrichtung und Betriebskosten des Grazer Laboratoriumsgebäudes, welches in den Jahren 1874/78 unter Leitung des Baurathes C. Sattler und nach Angaben der Specialeinrichtungen durch Professor Dr. von Pebal erbaut wurde. Die Veröffentlichung erfolgte nicht eher, als bis Erfahrungsresultate aus einem gewissen Zeitraume vorlagen (nämlich im Jahre 1880). Die fast durchgängig aus Souterrain, Parterre und Etage bestehenden Gebäudeflügel sind um geschlossene Höfe angeordnet; die Laboratorien sind getrennt für Anfänger und für Geübtere. Bei dem, ähnlichen Anforderungen entsprechenden Laboratorium in Dresden (Polytechnikum) erfolgte die Trennung in eine technische und eine analytische Abtheilung und ausserdem je nach Cursen; in Chemnitz (technische Lehranstalten) nach Gewerbe- und Werkmeisterschülern. Ausser den beiden genannten Hauptabtheilungen bestehen in Graz noch ein physikalisches Laboratorium, sowie eine Anzahl gemeinschaftlicher Operationsräume (Präparaten-Laboratorium), die namentlich für studirende Pharmaceuten bestimmt sind. Wie in Dresden und Chemnitz enthält das Gebäude auch hier Wohnungen für einen Professor, für Assistenten und Unterbeamte. Die Heizung erfolgt in der Hauptsache durch Dampf, jedoch nur zum kleinsten Theile direct durch Dampfröhren. Für den chemischen Gebrauch (d. h. zum Kochen u. s. w.) ist eine besondere Dampfleitung mit geringer Spannung angelegt worden. Um Defecte oder offen gelassene Hähne an der weit verzweigten Gasleitung leichter auffinden zu können, ist dieselbe durch Zwischenhähne in Bezirke getheilt und in jedem der letzteren ist ein Manometer eingeschaltet, welches die Gegend des Verlustes rasch anzeigt. — Nicht uninteressant dürfte ein Vergleich der Kosten pro 1 □ᵐ bebaute Grundfläche (einschliesslich der inneren Einrichtung) sein. Sie betragen in Graz ca. 183 Fl. (366 ℳ), in Chemnitz 353 ℳ und in Dresden[1]) 329,3 ℳ. Die Abbildungen der Laboratorium-Einrichtungen und Details, neben den vollständigen Grundplänen, verleihen dem Werkchen einen weiteren Werth.

Dr. L. Winterhalter. Zur Kanalisation von München. München. Kgl. Hofbuchdruckerei von E. Mühlthaler. 1880.

Die Schrift ist eine der (fast möchte man sagen zahllosen) Streitschriften zu der Frage: Abfuhr oder Schwemmsystem? — Sie deckt, nicht ohne Sarkasmus, manche Schwäche der Frankfurter Anlage und ihres Verfechters: Dr. Varrentrapp auf, und schliesst mit einer indirecten Empfehlung des (von uns bereits im XXV. Bande besprochenen) Liernur'schen Systems, indem der Verfasser die dem letzteren ausserordentlich günstigen Aeusserungen des Professors Dr. van Overbeck de Meiyer in Uebersetzung wiedergiebt. Wir verweisen auf das früher besprochene Liernur'sche Buch, sowie auf die im XXVII. Bande besprochene Marggraff'sche Sammlung; auf eine Erörterung des Für und Wider können wir uns hier selbstredend nicht weiter einlassen.

1) Die Bauten, technischen und industriellen Anlagen von Dresden 1878. S. 197.

H. Rietschel, Ingenieur in Dresden. Ueber Schulheizung. Vortrag, gehalten in der ersten Generalversammlung des Verbandes deutscher Ingenieure. Berlin 1880. Polytechnische Buchhandlung A. Seydel.

Den Vortrag, der den Inhalt des vorstehend genannten Heftes bildet, haben vermuthlich einzelne Leser des „Civilingenieur" seiner Zeit gehört; diesen, sowie allen denen, die sich für den Gegenstand interessiren, dürfte es willkommen sein, die verschiedenen Ansichten und Thatsachen, welche er enthält, übersichtlich und vollständig in Händen zu haben. Der Vortragende gelangt darinnen zu dem Schlusse, dass die Warmwasserheizung für Schulen die geeignetste Heizmethode sei, und dass behufs Ventilation im Winter eine Anlage, analog einer gewöhnlichen Luftheizung, die zweckmässigste sei, während im Sommer bei Schulen in ruhiger und geschützter Lage und mit wenigen Schülern das Oeffnen der Fenster die beste Ventilation gewährt. Der Preis dieses Separatabdruckes aus dem „Gesundheits-Ingenieur (Rohrleger)" beträgt 50 Pf.

Dr. med. Carl Munde. Zimmerluft, Ventilation und Heizung. Ein Beitrag zur wohlfeilen Verbesserung der verdorbenen Luft u. s. w. Zweite Auflage. Leipzig. Arnold'sche Buchhandlung. 1877.

Einen ähnlichen Gegenstand, wie das eben besprochene Buch, behandelt das vorerwähnte Heft, welches einen Separatabdruck aus Dr. med. Carl Munde's Hydrotherapie enthält. Vom rein ärztlichen Standpunkte wird die Wichtigkeit der Lufterneuerung in Wohn- und Schlafräumen betont und durch einige schlagende Beispiele aus der Praxis des Verfassers illustrirt. Als beste Vorrichtung, diesen Zweck zu erreichen, empfiehlt er den von ihm „erfundenen" Schornsteinventilator, d. h. ein Blechrohr mit Verschlussdeckel, welches nahe unter der Decke aus dem Zimmer in den nächsten Schornstein gesteckt wird. Es mag ja sein, dass sehr gut ziehende Schornsteine sich eine derartige Anbohrung gefallen lassen, ohne an Zugkraft einzubüssen oder den Rauch aus den unteren Stockwerken am unrechten Platze abzugeben und dass

der Verschlussdeckel beim Schornsteinfegen wirklich jedesmal geschlossen wird; es mag auch angenommen werden, dass bei ungünstiger Windrichtung oder im Sommer die Luftströmung im Schornsteine nie eine entgegengesetzte Richtung ännimmt und Russ und Schmutz ins Zimmer führt; — dass aber von einer geregelten Zufuhr vorgewärmter frischer Luft gänzlich und mit Bewusstsein abgesehen wird (Seite 22), beweist, dass dem Verfasser das Wesen einer wirklichen Ventilation noch nicht klar ist. Hinsichtlich der Heizung findet man in dem Buche die landläufige Verurtheilung der Luftheizungen, wenigstens so weit dieselben die Möglichkeit des Glühendwerdens des Eisens zulassen, eine sehr abfällige Beurtheilung unseres guten, ehrwürdigen Kachelofens und die rühmendste Empfehlung des gusseisernen Regulirfüllofens, der ja auch alles Lob verdiente, wenn er nicht in den meisten Fällen als ordinärer Kanonenofen benutzt und beschickt würde. Die irischen Oefen, die in der Neuzeit auch auf dem Continent mit Recht anfangen, sich einzubürgern, sollen nach seiner Ansicht für Kohlen gar nichts und sonst nicht viel taugen! — Das Schriftchen ist gewiss mit der besten Absicht von der Welt verfasst; es beweist aber, wie bedenklich es ist, wenn Aerzte sich auf Begutachtung und Entscheidung in rein technischen Angelegenheiten einlassen. Wenn das, wie es eigentlich das allein Richtige wäre, nicht ausschliesslich den Männern von Fach überlassen werden soll, so mag es allenfalls durch ein Forum geschehen, welches sich aus Angehörigen verschiedener Berufszweige zusammensetzt, wie es die Neuzeit in Form hygienischer Congresse, Vereine für öffentliche Gesundheitspflege u. s. w. geschaffen hat, und das in der verschiedenartigen, gründlichen Fachkenntniss seiner Mitglieder dafür Garantien bietet, dass derartige Fragen mit voller Sachkenntniss und Berücksichtigung aller einschlagenden Verhältnisse erwogen und entschieden werden. Die heutige Ausbildung der Aerzte befähigt dieselben dazu nicht.

Erwiderung auf O. Hallauer's Kritik der Augsburger Versuche.

Von

Professor **M. Schröter.**

Im Maihefte 1881 des „Bulletin de la société industrielle de Mulhouse“[1]) unterzieht Herr Hallauer die von mir im Civilingenieur (S. 13 ff. dieses Jahrganges) veröffentlichten Versuchsresultate der 130pferdigen Compoundmaschine der Augsburger Maschinenfabrik einer Kritik, wobei er die vom Comité de mécanique der Mülhauser Gesellschaft untersuchte und in der Folge preisgekrönte halblocomobile Compoundmaschine von Weyher und Richemond in Pantin[2]) zum Vergleiche heranzieht und zu dem Endergebnisse gelangt, es müssten meine Zahlenangaben bezüglich des Speisewasserverbrauches der ersteren Maschine um mindestens 10 Proc. zu niedrig sein.

Zu diesem Resultate kommt Herr Hallauer durch folgendes Raisonnement (Bull. S. 167): Maschine P braucht bei einer indicirten Leistung von $64{,}5^{PS}$, einer Kesselspannung von $7{,}48^{kg}$ pro $\square^{cm}$ absolut und 13,08-facher Expansion pro Stunde und absolute Pferdestärke $6{,}527^{kg}$ trockenen gesättigten Dampf; Maschine A hat gleiches Expansionsverhältniss (14fach): folglich ist es eine bare Unmöglichkeit, dass sie bei 130^{PS} indicirter Leistung und einer absoluten Kesselspannung von $6{,}9^{kg}$ um 15 Proc. weniger, nämlich im Mittel $5{,}488^{kg}$ pro Stunde und absolute Pferdestärke gebrauchen sollte!! Zur weiteren Bekräftigung dieser Folgerung führt Herr Hallauer noch an (Bull. S. 171), dass die Weglassung der Dampfmäntel am grossen Cylinder und Receiver den Consum pro Stunde und absolute Pferdestärke nur um 6,1 Proc. gesteigert habe, während „nach den Arbeiten Hirn's der Mantel den Dampfverbrauch einer Woolf'schen oder Compoundmaschine um 20 Proc. verbessert“ — dieser Umstand würde für sich allein schon genügen, Herrn Hallauer die Augsburger Versuche unannehmbar

1) Auch separat unter dem Titel: Moteurs à vapeur. Etude critique sur les essais de moteurs à vapeur. Paris, Gauthier-Villars.

2) Siehe Bull. de la soc. ind. de Mulhouse 1880 und Dingler's polytechn. Journal, Bd. 238, Heft 1. — Zur Abkürzung bezeichne Maschine A die erstere, Maschine P die letztere.

zu machen (Bull. S. 171). Den Beweis für die Richtigkeit seiner Schlüsse findet Herr Hallauer in den von mir anderweitig mitgetheilten Resultaten der Condensationswassermessung, welche in der That mit dem direct gemessenen Speisewasser schlecht stimmen.

Lassen wir zunächst letzteres Argument auf sich beruhen und sehen wir uns den Gedankengang des Herrn Hallauer etwas genauer an. Vor allem fällt bei der Vergleichung auf, dass die von Herrn Hallauer für die Maschine A gegebenen Zahlen von meinen Angaben nicht unerheblich abweichen; der Grund dieser Differenz liegt darin, dass Herr Hallauer meine ganze Rechnung wiederholen zu müssen geglaubt hat und zwar mit Zugrundelegung der auf Tafel IV des Jahrganges mitgetheilten lithographirten Diagramme. Jeder, der nur einmal mit derartigen Publicationen beschäftigt war, weiss, wie sehr sich Originalzeichnungen durch den Abdruck verändern — diese Erfahrung hat mich veranlasst, die zur Construction der mittleren Diagramme benutzten Mittelwerthe der Ordinaten ausführlich anzugeben; hätte Herr Hallauer sich mit Hülfe der Tabelle das Diagramm aufgezeichnet, so wäre er sicher zu den nämlichen Zahlen gelangt, wie ich, während er auf Grund seiner Rechnung nun unter anderen zu dem Resultate gelangt, dass bei Fall a) und f) das im kleinen Cylinder befindliche Gemenge $M+m_0$ kleiner als M herauskommt! (Bull. S. 175, Zeile 17 v. o. und S. 176, Z. 1.) Es versteht sich von selbst, dass ich im folgenden überall meine eigenen Zahlen zu Grunde lege.

Aus den Worten Hallauer's geht klar hervor, dass er die Ansicht vertritt, zwei Maschinen desselben Typus müssten, wenn sie nur gleiches Expansionsverhältniss besitzen, auch gleichen Dampfverbrauch aufweisen; was sonst noch auf den Consum von Einfluss sein kann, also namentlich die Disposition der Dampfmäntel an beiden Cylindern und am Receiver, die hierdurch und durch eventuelle Heizung der Cylinderdeckel bedingte Gestaltung des Diagrammes, namentlich aber der Einfluss von mitgerissenem Wasser wird einfach ignorirt. Herr Hallauer erwähnt nur als eine „merkwürdige Eigenthümlichkeit“ der Maschine P, dass in Folge der Anordnung der Dampfmäntel sämmtliches darin gebildetes Condensationswasser in die Cylinder gelangt! Die Experimentatoren selbst, Ingenieur Keller und Walther-Meunier, drücken sich in ihrem Berichte ganz anders aus, indem sie hervorheben, dass „die Maschine unter den ungünstigsten Verhältnissen gearbeitet habe“ (Bull. 1880, S. 20). In dem Berichte des Comité de mécanique über die Versuche des Jahres 1878 an einer Corlissmaschine von Berger-André in der Schlumberger'schen Weberei in Mülhausen (Bull. 1878, S. 910 ff.) heisst es: „Die mehr oder minder vollständige Entwässerung des Dampfmantels kann den Verbrauch an Speisewasser bis um 4 Proc. verändern.“ Auch aus meiner eigenen Erfahrung könnte ich Beispiele über die Wichtigkeit dieses Punktes anführen, wenn ich nicht fürchten müsste, triviale Wahrheiten allzu oft zu wiederholen. Herr Hallauer beruhigt sich damit, dass der Consum der Maschine P, verglichen mit dem analoger Maschinen mit entwässertem Mantel, den Beweis liefere, dass der letztere doch functionirt habe; nun, die Augsburger Versuche und nicht nur sie, sondern eine Reihe anderer haben bewiesen, dass dem nicht so ist. Es heisst ja doch wahrhaftig Alles, was Hirn und so manche Andere über die Wirkung des Mantels festgestellt haben[1]), über den Haufen werfen, wenn man den Vortheil, die Condensationen zum Theil in den Mantel verlegt zu haben, dadurch wieder zunichte macht, dass man sämmtliches Wasser in die Cylinder jagt! Es mag wohl, wie Herr Hallauer annimmt, theilweise in fein zertheiltem Zustande im Dampfe schwebend durch die Cylinder hindurch in den Condensator gelangen — dass dies aber nur mit einem sehr kleinen Theil der Fall gewesen sein kann, beweist die Beobachtung bei den Versuchen (Bull. 1880, S. 15), dass die Indicatoren und Stopfbüchsen ungewöhnlich viel Wasser durchliessen, sowie die Zunahme des Wassergehaltes im grossen Cylinder. Während derselbe bei Maschine A im Mittel sich um 3,2 Proc. verringert, verglichen mit dem Gehalte am Ende des Hubes im kleinen Cylinder, steigt er bei Maschine P um 0,4, 2,7, 8,2, 8,2 Proc. und liefert damit den klarsten Beweis dafür, dass das Wasser sich an den Wandungen sammelt.

Herr Hallauer findet eine weitere Stütze seiner Ansicht in den relativ geringen Werthen der Auspuffwärme mit 3,9, 5,6, 9,9 und 11,7 Proc. (die höheren Werthe bei grösseren Füllungen) der totalen zugeführten Wärme; es ist aber durchaus nicht einzusehen, warum diese Werthe bei richtiger Entwässerung des Mantels nicht noch viel kleiner sein könnten. In Augsburg erreichte ε rund 11 Proc.; dass aber aus diesen, auf die totale zugeführte Wärme bezogenen Procentsätzen irgend ein Schluss in Bezug auf die ökonomische Leistung der betreffenden Maschine gezogen werden könnte, ist entschieden in Abrede zu stellen. Herr Hallauer selbst liefert in seiner Tabelle (Bull. S. 168) den schlagendsten Beweis dafür, dass der procentuale Werth von ε durchaus gar keinen Vergleich zweier Maschinen hinsichtlich ihrer ökonomischen Leistung gewährt; die Zusammenstellung beginnt mit einer Woolf-Receivermaschine,

1) Siehe die vortreffliche Arbeit von Escher im XXII. Bde. dieser Zeitschrift.

welche bei $C_a = 8{,}2^{kg}$ ein Procentverhältniss von 0,5 für ε aufweist, während die den Schluss bildende Maschine P mit $C_a = 6{,}527$ ein ε von 11,7 Proc. besitzt! Dazwischen sind alle möglichen Abstufungen vertreten, so dass man zu der Ueberzeugung gelangt, dass die in der Berechnung der Auspuffwärme gipfelnde calorimetrische Methode, so unübertreffliches sie für die Beurtheilung einer und derselben Maschine unter geänderten Verhältnissen leistet, mit Bezug auf Vergleichung verschiedener Maschinen noch eine Lücke aufweist, deren Ausfüllung weiteren Untersuchungen vorbehalten ist.

Einen weiteren, schlagenden Beweis für die Unmöglichkeit der Augsburger Resultate erblickt Herr Hallauer in dem Umstande, dass die Weglassung des Mantels am grossen Cylinder allein das C_a (Dampfverbrauch pro Stunde und absolute Pferdestärke) um 2 Proc. und die Weglassung desselben am grossen Cylinder und Receiver jenen Werth um 6,1 Proc. vergrössere (nach meinen Zahlen 2,8 resp. 6,2 Proc.), während „nach Hirn's Arbeiten der Dampfmantel den Dampfverbrauch einer Woolf'schen oder Compoundmaschine um 20 Proc. verbessert.“

Hören wir zunächst Hirn selbst; er sagt wörtlich [1]: . . . . il est évident, que l'enveloppe donne des résultats utiles d'autant plus faibles que la machine rend déjà mieux par elle-même, und weiter unten: en un mot: les résultats donnés par l'enveloppe peuvent et doivent varier dans des limites assez étendues, osciller par exemple entre 10 et 25 pour cent. Es hat mich, wie gewiss jeden, der die Hallauer'schen Arbeiten so hoch schätzt, wie sie es verdienen, ausnehmend überrascht, dass Herr Hallauer bei seiner grossen Erfahrung auf dem Gebiete der Dampfmaschinenuntersuchung eine bestimmte Zahl als Procentsatz des durch den Dampfmantel zu realisirenden Vortheiles angiebt, während doch bekanntlich der Nutzen des Dampfmantels durch eine ganze Reihe von Factoren beeinflusst wird, welche sogar die von Hirn wirklich angegebenen Grenzen als noch zu eng erscheinen lassen. Zunächst ist übrigens zu bemerken, dass man bei Vergleichung einer und derselben Maschine unter geänderten Verhältnissen nicht den Werth von C_a zur Grundlage nehmen darf; so richtig diese, von Herrn Hallauer eingeführte Vergleichsbasis ist, wenn man sich von der mehr oder minder vollkommenen Construction des Condensators und der Luftpumpe beim Vergleiche verschiedener Maschinen emancipiren will, so wenig gerechtfertigt ist die Benutzung derselben in dem (hier vorliegenden) Falle, wo durch Aenderung gewisser Verhältnisse der Maschine das Vacuum bei einer und derselben Luftpumpe beeinflusst wird. Bei solcher Sachlage giebt der Werth von C_i, Dampfverbrauch pro indicirte Pferdestärke und Stunde, den einzig richtigen Maassstab. Die Procentzahlen stellen sich dann anstatt 2,8 und 6,2 auf:

$$\frac{6{,}581 - 6{,}197}{6{,}581} = 5{,}8 \text{ Proc. und}$$

$$\frac{6{,}915 - 6{,}197}{6{,}915} = 10{,}4 \text{ Proc.}$$

Wie mannigfacher Natur die den Nutzen des Dampfmantels bestimmenden Einflüsse sind, hat in letzter Zeit unter anderen der bekannte amerikanische Experimentator Isherwood sehr klar auseinandergesetzt; ich entnehme seinem im Mai- und Junihefte 1881 des Journal of the Franklin Institute erschienenen Referate über die schon erwähnten Mühlhauser Versuche an einer Corlissmaschine die bezügliche Stelle. [1] „Man darf nicht glauben, dass diese Zahl (es waren im concreten Falle etwa 26 Proc. Ersparniss constatirt worden) eine absolute, für alle Dampfmaschinen giltige sei; der zu erzielende Gewinn steht im Gegentheil im Zusammenhange mit einer Reihe von Factoren als: Typus der Maschine, relative und absolute Dimensionen des Cylinders, Anfangs- und Gegendruck auf den Kolben, Expansionsverhältniss, etwa vorhandene Ueberhitzung, Wassergehalt des Dampfes, Kolbengeschwindigkeit — mit einem Worte, alle Momente, welche auf die Condensationen im Cylinder von Einfluss sind, beeinflussen gleichfalls den durch den Dampfmantel zu erzielenden Gewinn.“

„Je nach dem Typus der Maschine erhalten bei gleichen Cylinderdimensionen die schädlichen Räume und die Dampfkanäle verschiedene Grösse; ebenso variirt der einer Heizung zugängliche Theil des Cylinderumfanges. Daher kann bei gleichen Cylinderdimensionen bei dem einen Maschinentypus die Heizfläche des Mantels geringer und die totale innere Wandfläche des Cylinders mit Einschluss der schädlichen Räume und Kanäle grösser sein als bei einem andern; die Wirksamkeit des Dampfmantels wird im ersteren Falle eine geringere sein. Unter sonst gleichen Umständen wird der Nutzen des Mantels herabgezogen durch solche Cylinderverhältnisse, bei welchen ein gegebener Raum mit einem Minimum von Oberfläche umschlossen wird, indem dann ein gegebenes Dampfquantum einem Minimum von condensirender Fläche ausgesetzt ist. Je grösser unter sonst gleichen Umständen die Cylinderdimensionen, um so geringer ist der Nutzen des Dampfmantels, weil die Dampfmenge im cubischen, die condensirende Oberfläche nur im quadratischen Ver-

1) Siehe Hirn, théorie mécanique de la chaleur, 3me édit., vol. II, pag. 82.

1) l. c. S. 436 und 437.

hältnisse wächst. Je geringer im weiteren bei sonst gleichen Umständen die Differenz zwischen Anfangs- und Gegendruck im Cylinder, um so weniger nützt der Dampfmantel, weil in diesem Falle eine der Ursachen der Cylindercondensation in geringerem Grade wirksam ist; das nämliche gilt von einer Ueberhitzung des Dampfes — könnte man durch Ueberhitzung die Condensationen verhindern, so wäre der Mantel überflüssig. Ferner wirkt derselbe um so besser, je mehr Wasser der Dampf mit sich in den Cylinder reisst; denn die Verdampfung desselben während der Expansions- und Austrittsperiode entzieht den Wandungen Wärme, die durch Condensation des eintretenden Dampfes ersetzt werden muss. Endlich nimmt der Nutzen des Dampfmantels mit zunehmender Kolbengeschwindigkeit ab; das stündlich condensirte Dampfgewicht wird zwar in demselben Cylinder unter dieser Bedingung nahezu bei allen praktisch zulässigen Kolbengeschwindigkeiten so ziemlich dasselbe bleiben; da aber die in einer gegebenen Zeit den Cylinder passirende Dampfmenge der Kolbengeschwindigkeit direct proportional ist, so wird die Cylindercondensation im Verhältniss zur Verdampfung im Kessel entsprechend verringert . . . . ."

Fig. 1. Augsburg. Cylinderverh. 1 : 2,75. 132 PS.

Fig. 2. Weyher-Richemond. Cylinderverh. 1 : 2,84. 64,5 PS.

Herr Hallauer stellt in dem oben citirten Satze in Bezug auf die durch den Dampfmantel zu erzielende Verbesserung Woolf'sche und Compoundmaschinen in eine Linie (nebenbei bemerkt ist bei Hirn von letzteren nirgends die Rede); ich kann mich damit durchaus nicht einverstanden erklären. Soweit den Hallauer'schen Arbeiten Diagramme und Skizzen beigegeben sind, geht daraus hervor, dass er (wie auch Hirn) grösstentheils mit alten Woolf'schen Maschinen experimentirt hat, mit womöglich ganzer Füllung im kleinen Cylinder, einem Cylinderverhältniss von 5 und 6 und einem Spannungsabfall von einigen Atmosphären zwischen grossem und kleinem Cylinder — Maschinen, welche heutzutage bei jedem denkenden Constructeur verpönt sind, seitdem man gelernt hat, durch Einschaltung eines geheizten Receivers den Spannungsabfall auf Null zu reduciren und so die zum Theil ganz enormen Verluste an Arbeitsfläche im Diagramme zu vermeiden. Herr Hallauer theilt die mittleren Diagramme beider Maschinen mit; das der Maschine P. hat er nach eigener Angabe aus den „herausgesuchten besten Einzeldiagrammen" (sic!) gebildet, und zwar waren diese aus den 11 Diagrammen eines dreistündigen Versuches ausgelesen, während ich mit scrupulöser Gewissenhaftigkeit alle 48 Diagramme eines zwölfstündigen Versuches vereinigt habe. Legt man die Diagramme nach Rankine unter Berücksichtigung des Cylinderverhältnisses zusammen, so zeigt ein einziger Blick auf beistehenden Holzschnitt[1]) jedem, der Augen hat zu sehen, welche von beiden Maschinen der anderen in Bezug auf Ausnutzung des eingeführten Dampfquantums überlegen sein muss. Bei A ist gar keine Spannungsdifferenz zwischen dem kleinen Cylinder in der Mitte seines Hubes und dem grossen zu Anfang des Hubes vorhanden[2]), bei P dagegen ein solcher von 4,4 Proc.; im Vereine mit der mangelhaft durchgeführten Heizung des grossen Cylinders genügt dies, um den in der Figur veranschaulichten bedeutenden Verlust an Arbeitsfläche herbeizuführen. Herr Hallauer behauptet, eine gute

1) Im Original, wovon Fig. 1 und 2 verkleinerte Copien sind, ist weder ein Maassstab, noch die atmosphärische Linie eingezeichnet.

2) Hierauf kommt es an und nicht darauf, dass, wie die Herren Keller und Walther hervorheben, am Ende des Hubes im kleinen Cylinder dieselbe Spannung herrscht, wie zu Anfang des Hubes im grossen. (S. Bull. 1880, S. 20.)

Woolf'sche oder Compoundmaschine setze 12—13 Proc. der gesammten zugeführten Wärme in Arbeit um; dies ist aber nicht richtig, es sind vielmehr in Augsburg im Mittel 15,6 Proc., eine Zahl, die ich auch bei einer andern von mir untersuchten, wirklich guten Compoundmaschine vollständig bestätigt gefunden habe. Dass freilich die Maschine P nicht mehr als 13,2 Proc. geben kann, leuchtet sofort ein, wenn man die so gut wie gar nicht vorhandene Heizung des Receivers und die theilweise durch den Arbeitsdampf selbst und nur zum Theil durch Kesseldampf bewerkstelligte Heizung des Mantels am grossen Cylinder im Vereine mit dem Mangel einer Deckelheizung den nach all' diesen Richtungen viel günstigeren Verhältnissen der Maschine A gegenüber stellt. Ich bin natürlich weit entfernt, den Constructeuren der ersteren etwa hieraus einen Vorwurf zu machen; es liegt in der Natur der Sache, dass bei einer Halblocomobile mit auf dem Kessel montirter Dampfmaschine constructive Rücksichten gar manches „sacrificium intellectus“ erheischen.

Ich glaube in Vorstehendem für jeden Sachkundigen zur Genüge dargethan zu haben, dass die Differenz zwischen den Resultaten beider Maschinen nicht auf einem „handgreiflichen Irrthum“ beruht (Bull. S. 167), sondern vielmehr die Ueberlegenheit „de ce moteur d'Augsbourg“, wie Herr Hallauer sich bezeichnend ausdrückt, aus der Logik der Thatsachen mit Nothwendigkeit hervorgeht. Es bleibt mir nur noch übrig, die von Herrn Hallauer benutzte Beweisführung zu entkräften.

Die calorimetrische Methode besitzt in der Messung der im Condensator vorgefundenen Wärme eine werthvolle Controle, und es war auch in Augsburg eine Messung der betreffenden Grössen — Injectionswassermenge M_0 und Temperaturerhöhung $t_3 - t_0$ derselben — vorgesehen und ausgeführt worden. Ich habe mit Befriedigung bemerkt, dass Herr Hallauer im Gegensatze zu seinen früheren Arbeiten, wo er immer nur von einer Verificirung des Speisewasserconsums durch die Messung am Condensator spricht, diesmal sich auch zu der allein richtigen Ansicht bekennt, dass man aus dem Vorhandensein einer Differenz nur erfährt, dass ein Gesammtfehler von der und der Grösse vorliegt, nicht aber, wo er zu suchen ist. Hier muss vielmehr die Kritik des Experimentators eingreifen und die Einzelbeobachtungen nach dem ihnen zukommenden Gewicht abwägen. Ein solcher Fall trat z. B. bei den mehrfach erwähnten Mülhauser Versuchen mit einer Corlissmaschine ein; nachdem man eine Woche lang experimentirt hatte, zeigte sich zwischen dem direct gemessenen Speisewasser und der „Verification“ durch das Condensationswasser eine constante Differenz von 20—25 Proc.! Dabei fiel es aber Niemand ein, die Richtigkeit der Speisewassermessung anzuzweifeln. Die Experimentatoren sagen selbst, sie können die Ursache nicht angeben, vermuthen aber eine Störung der Functionirung des einen Thermometers durch Ablagerung von Fetttheilchen; die Speisewassermessung wurde als von vornherein wahrscheinlicher acceptirt. (Siehe Bull. 1878, S. 925.) Aehnlich lag die Sache in Augsburg; schon während der Beobachtungen hatte ich Zweifel an der Verlässlichkeit der unter sehr erschwerenden äusseren Umständen durchzuführenden Condensationswassermessung und ich bedaure die Uebereilung sehr, womit ich die bezüglichen Zahlen dennoch veröffentlichte, bevor mir die calorimetrische Rechnung, die nicht so im Handumdrehen zu machen ist, die Gewissheit gegeben hatte, dass ein durch alle Versuche sich hindurchziehender nahezu constanter Fehler meine Vermuthung rechtfertigte. Dass ich die Zahlen nicht ausdrücklich widerrief, sondern nur mit der Bemerkung auf Seite 26 dieses Jahrganges erledigte, hat seinen Grund einfach darin, dass jene, unmittelbar nach den Versuchen gemachte Zusammenstellung ursprünglich nicht für die Oeffentlichkeit bestimmt war und die Zahlen ihrer Natur nach keinen Schaden anrichten konnten. Meiner Ueberzeugung nach — und dieselbe ist aus der in diesem Falle allein maassgebenden Quelle der persönlichen Theilnahme an den Versuchen geschöpft — haben eine Reihe von Factoren sowohl bei den Beobachtungen, als bei der Ermittelung des Ausflusscoëfficienten so ungünstig zusammengewirkt, dass sie den erwähnten Fehler hervorbrachten; die vollkommene Uebereinstimmung der Verbrauchsziffern mit denjenigen einer Reihe von Vorversuchen an derselben Maschine, sowie mit anderwärts von mir constatirten Zahlen, liess mich keinen Moment zweifelhaft, dass im vorliegenden Falle die Condensationswassermessung falsch und die Speisewassermessung richtig war und es ist an mir, zu bedauern, dass Herr Hallauer meinen bezüglichen Angaben keinen Glauben geschenkt hat.

München, Ende August 1881.

M. Schröter.

Zur Theorie der Kalt-Dampfmaschinen.

Mit einem Anhange: **Ueber das Verhalten der Ammoniakdämpfe.**

Von

Gustav Zeuner.

Die Fortschritte, welche in neuerer Zeit im Bau und in der Construction von Maschinen gemacht worden sind, durch welche man andauernd und in grossem Maassstabe Kälte erzeugt, sind so bedeutsam, dass man berechtigt ist, grosse Erwartungen an die weitere Verbreitung dieser Maschinen zu knüpfen; es dürfte kaum einem Zweifel unterliegen, dass dieselben, insbesondere in tropischen Ländern, noch eine grosse Rolle zu spielen berufen sein werden.

Wenn von Kälteerzeugungsmaschinen die Rede ist, denkt man gewöhnlich an Eiserzeugung, an die sogenannten Eismaschinen; ebenso wichtig, wenn nicht wichtiger, weil im Allgemeinen mechanisch vortheilhafter, ist aber die Erzeugung kalter Flüssigkeiten und kalter Luft, durch welche die abkühlende Wirkung zugleich auf grössere Entfernungen, durch Leitungen fortgetragen werden kann.

Die ausgeführten Maschinen sind entweder Luft- oder Dampfmaschinen; bei den ersteren, den „Kalt-Luftmaschinen", wird atmosphärische Luft comprimirt, derselben dann durch Abkühlung grossentheils die Wärme entzogen, welche durch die Compression erzeugt wurde und hierauf lässt man die Luft wieder auf den anfänglichen Druck expandiren. Bei der Expansion der hochgespannten, abgekühlten Luft findet, weil sich Wärme in Arbeit umsetzt, eine weitere starke Abkühlung statt, so dass die Luft die Maschine zwar mit dem anfänglichen Drucke, aber mit bedeutend verringerter Temperatur verlässt. Die Kalt-Luftmaschinen führen genau den umgekehrten Process der Heiss-Luftmaschinen aus; bei den praktischen Ausführungen stösst man aber auf erhebliche Schwierigkeiten, die wir wohl zum Theil noch werden überwinden lernen, die aber doch den Anstoss gegeben haben, dass man in neuerer Zeit sich fast ausschliesslich dem Baue und der Vervollkommnung der andern Art dieser Maschinen, der Dampfmaschinen, zugewendet hat. Es liegen allerdings auch noch theoretische Gründe vor, welche die Benutzung der Dämpfe statt der Luft vortheilhafter erscheinen lassen.

Bei der Dampfmaschine benutzt man solche Flüssigkeiten, welche schon bei niedriger Temperatur unter grösserem Drucke verdampfen. Die in einem Gehäuse, dem Verdampfer, eingeschlossene Flüssigkeit entzieht während des Verdampfens ihrer Umgebung, also z. B. einer andern Flüssigkeit, welche den Verdampfer umgiebt, Wärme und kühlt sie bis nahezu auf die Verdampfungstemperatur ab. Zur Erzeugung eines continuirlichen Processes hat man dann nur die sich entwickelnden Dämpfe zu entfernen und im flüssigen Zustande wieder nach dem Verdampfer zurückzubringen. Hierzu giebt es zwei Mittel: man saugt die Dämpfe mittelst einer Pumpe ab, comprimirt sie und condensirt sie mittelst Abkühlung, um sie dann im flüssigen Zustande dem Verdampfer wieder zuzuführen, oder man führt die Dämpfe nach einem zweiten Gehäuse, wo sie durch eine Flüssigkeit (Wasser) absorbirt werden; diese Flüssigkeit wird dann durch eine Pumpe nach einem Gefässe (Kessel) geführt, in welchem durch Wärmezuführung die Dämpfe aus der Absorptionsflüssigkeit ausgetrieben und nach einem Condensator geführt werden, von wo aus sie im flüssigen Zustande nach dem Verdampfer zurückkehren. Man unterscheidet daher Compressions- und Absorptionsmaschinen. Was zunächst die letzteren betrifft, so können bei diesen natürlich nur solche Dämpfe in Anwendung kommen, die leicht und in starkem Maasse vom Wasser (oder einer andern Flüssigkeit) absorbirt und bei höherer Temperatur wieder entlassen werden. Am besten eignen sich hierzu die Ammoniakdämpfe mit Wasser, die auch ausschliesslich verwendet werden; die betreffenden Maschinen von Carré bilden eines der wenigen schönen Beispiele in

der Erfindung solcher Maschinen, bei denen physikalische Processe die Hauptrolle spielen, die voll und ganz durchgebildet uns aus der Hand des Erfinders geboten wurden, wie das bei Watt mit der Dampfmaschine, bei Ericsson mit der Heiss-Luftmaschine der Fall war. Es unterliegt keinen Schwierigkeiten, den Process der Carré'schen Maschine nach der mechanischen Wärmetheorie zu verfolgen und durch mathematische Formeln zum Ausdrucke zu bringen; leider stösst man aber bei den numerischen Rechnungen auf Schwierigkeiten, weil es noch an Versuchen fehlt, aus denen man auf die Wärmemenge schliessen könnte, welche bei der Absorption unter den der Maschine entsprechenden Verhältnissen frei wird und auf diejenige, welche für das Austreiben der Dämpfe aus der Absorptionsflüssigkeit erforderlich ist. Es ist daher auch zur Zeit unmöglich, diese Maschine mit denen der oben genannten zweiten Art mit Sicherheit bezüglich der Frage in Vergleich zu bringen, welche Maschinengattung mechanisch den Vorrang hat. Was nun die Compressionsmaschinen betrifft, so sind es diese, welche im Folgenden einer genaueren Untersuchung unterworfen werden sollen und die ich kurz mit dem Namen „Kalt-Dampfmaschinen" bezeichne, denn sie führen, wie unten gezeigt werden wird, nur in umgekehrter Reihenfolge, denselben Process aus, wie unsere gewöhnlichen Dampfmaschinen, die man, wenn ein Bedürfniss hierzu vorläge, als Heiss-Dampfmaschinen bezeichnen könnte; eine Unterscheidung, wie sie bei Luftmaschinen im Gebrauche ist.

Die folgende Zusammenstellung giebt zunächst (nach Regnault[1]), um den Ueberblick der nachfolgenden Bemerkungen zu erleichtern, den Sättigungsdruck bei verschiedenen Temperaturen für diejenigen Dämpfe, welche bis jetzt beim Betriebe von Kalt-Dampfmaschinen in Anwendung gekommen sind.

Druck der gesättigten Dämpfe von

Temperatur (Celsiusgrade).	Aether	Schwefliger Säure	Methyläther	Chlormethyl	Ammoniak	Kohlensäure
	in Atmosphären zu 760 Millimeter Quecksilbersäule oder 10333 Kilogramm pro Quadratmeter.					
— 30	—	0,3782	0,7586	0,7618	1,1534	—
— 25	—	0,4918	0,9422	0,9444	1,4633	17,114
— 20	0,0907	0,6309	1,1605	1,1621	1,8391	19,924
— 15	0,1175	0,7999	1,4180	1,4200	2,2907	23,135
— 10	0,1509	1,0032	1,7192	1,7231	2,8283	26,763
— 5	0,1922	1,2459	2,0690	2,0773	3,4635	30,844
0	0,2426	1,5330	2,4724	2,4881	4,2074	35,403
+ 5	0,3038	1,8699	2,9341	2,9619	5,0716	40,465
+ 10	0,3774	2,2626	3,4591	3,5042	6,0687	46,051
+ 15	0,4653	2,7170	4,0523	4,1238	7,2103	52,167
+ 20	0,5694	3,2395	4,7184	4,8250	8,5092	58,837
+ 25	0,6920	3,8368	5,4618	5,6150	9,9752	66,062
+ 30	0,8353	4,5155	6,2868	6,5006	11,6213	—
+ 35	1,0016	5,2826	—	7,4883	13,4576	—
+ 40	1,1935	6,1450	—	—	15,4953	—

Die ersten Maschinen, welche ausgeführt wurden, arbeiteten mit Aetherdämpfen (Schwefeläther); schon im Jahre 1835 liess sich Perkins[2]) eine Kalt-Dampfmaschine patentiren, doch scheint dieselbe wenig bekannt geworden zu sein, da man gewöhnlich den

1) Regnault: „Relation des expériences etc." T. II, pag. 393, 590, 593, 595, 601 und 625. Bei der Kohlensäure giebt Regnault den Druck bis + 40°; da aber die Kohlensäure bei + 31° die kritische Temperatur erreicht, so sind die über dieser Temperatur liegenden Werthe der Pressungen ohne Bedeutung. Regnault bemerkte wohl, dass von 25° an die Druckänderungen unregelmässig wurden; seine Bemerkungen hierüber (pag. 624 und 626) sind höchst interessant und zeigen, dass Regnault nahe daran war, die heute bekannten Sätze über die kritische Temperatur der Kohlensäure aufzufinden.

2) In Dingler's polytechnischem Journale finden sich vom Jahre 1837 (Bd. 64) an wohl alle Kalt-Luftmaschinen und Kalt-Dampfmaschinen, die in Anwendung oder in Vorschlag gekommen sind, beschrieben und durch Abbildungen erläutert; ich verweise daher wegen des Näheren auf dieses Journal, insbesondere auf zwei vortreffliche Aufsätze in demselben:

Prof. Dr. Meidinger: Die Fortschritte in der künstlichen Entwickelung von Kälte und Eis. Bd. 217 und 218.

F. Fischer: Ueber die Herstellung von Eis. Bd. 224.

Amerikaner Harrison, der aber erst 1856 das Patent auf seine Maschine erhielt, als Erfinder bezeichnet. Beide Maschinen weichen in der Construction wenig von einander ab, in dieser Beziehung zeigen sich aber schon wesentliche Verbesserungen bei der Maschine von Carré, die im Jahre 1860 bekannt wurde, aber nicht mit dessen Absorptionsmaschine zu verwechseln ist. Kurze Zeit darauf (1862) liess sich Siebe eine Aethermaschine patentiren und unter seinem Namen wird die Maschine heutzutage gewöhnlich genannt, obgleich sie sich im Principe in keiner Weise von den Maschinen seiner Vorgänger unterscheidet.

Dass die genannten Maschinen nur sehr langsam Eingang fanden, ist wohl im Wesentlichen dem Umstande zuzuschreiben, dass sie die theuern Aetherdämpfe anwandten, die bei niedrigen Temperaturen nur sehr geringen Druck haben. Würde, wie das thatsächlich nahezu der Fall ist und wie unten weiter besprochen werden wird, die Temperatur der Dämpfe im Innern der Maschine zwischen -20^0 und $+20^0$ schwanken, so liegen die Druckschwankungen des Aethers, wie vorstehende Tabelle zeigt, zwischen 0,09 und 0,57 Atmosphären; es ist daher ein Eindringen der äusseren atmosphärischen Luft in das Innere der Maschine unvermeidlich. Der Zutritt von Luft ist aber allen Kalt-Dampfmaschinen im höchsten Grade schädlich, zieht deren Effect herab und dürfte vorzugsweise die starke Erhitzung einzelner Theile des Compressionscylinders, mit der man zu kämpfen hatte, verursacht haben.

Ein bedeutsamer Fortschritt wurde nun zunächst von Raoul Pictet gemacht, der für die genannten Maschinen schwef lige Säure in Anwendung brachte, überdies aber bei seinen bekannten Versuchen über Verdichtung von Wasserstoff und Sauerstoff auch die Kohlensäure benutzte, indem er in geistvoller Weise zwei Maschinen, von denen die eine mit schwefliger Säure, die andere mit Kohlensäure arbeitete, mit einander verband. Ein Blick auf obige Tabelle zeigt, welche enorme Temperaturerniedrigung man mit Kohlensäure erreichen kann, wenn man deren Druck durch Aussaugen der Dämpfe aus dem Verdampfer auch nur auf den gewöhnlichen, bei den Heiss-Dampfmaschinen gebräuchlichen Kesseldruck herabzieht.

Grosse Verdienste hat sich in neuerer Zeit Prof. Linde um die Vervollkommnung und Verbreitung der Kaltdampfmaschinen erworben. Nachdem Linde anfänglich (wie Tellier) den Methyläther in Vorschlag brachte, ging derselbe dann zur Anwendung der Ammoniakdämpfe über und brachte seine Maschine auch in constructiver Beziehung zu hoher Vollendung. Die grösste zur Zeit bestehende Anlage[1]) dürfte die in der Bierbrauerei des Herrn Sedlmayer in München sein, in welcher u. A. Linde'sche, mit Ammoniakdämpfen betriebene Kalt-Dampfmaschinen täglich 800 Centner Eis zu liefern im Stande sind, während daselbst überdies auch noch Wasser- und Luftkühlung in grossem Maassstabe durch derartige Maschinen erfolgt.

Ein Blick auf die obige Tabelle zeigt, in Rücksicht auf die vorhin genannten Grenztemperaturen mit ihren zugehörigen Pressungen, dass die Dämpfe des Methyläthers, des Chlormethyls und des Ammoniaks die geeignetsten für den Maschinenbetrieb sind, auch wenn man sie mit den anderen oben nicht aufgeführten, aber von Regnault untersuchten Dämpfen vergleicht. Eine wichtige praktische Frage ist dann aber weiterhin die nach dem Preise und der Leichtigkeit der Herstellung der betreffenden Flüssigkeit; in dieser Beziehung steht Ammoniak obenan, da dasselbe zum Zwecke der Füllung der Maschine leicht und billig durch Destillation des Salmiakgeistes gewonnen wird. Die unten folgenden Untersuchungen werden aber noch andere Nachweise dafür liefern, dass die Ammoniakdämpfe für den gewöhnlichen Betrieb der Kaltdampfmaschinen den anderen oben aufgeführten Dämpfen vorzuziehen sind, ich habe daher auch im Anhange dieser Abhandlung die physikalischen Eigenschaften dieser Dämpfe einer besonderen Untersuchung unterzogen.

Nur Chlormethyl (Methylchlorid) könnte noch in Frage kommen; dasselbe befolgt zwar bezüglich des Druckes nahezu das gleiche Gesetz wie Methyläther, ist aber auch leicht herstellbar (durch Destillation von Holzgeist mit Salzsäure).

Chlormethyl ist aber leicht entzündlich, wie Aether und Methyläther und verlangt, wie sich zeigen wird, bei gleicher Leistung grössere Maschinendimensionen, wie Ammoniak.

Was nun endlich die allgemeine Theorie und Berechnung der Kalt-Dampfmaschinen betrifft, so liegen nur zwei Specialuntersuchungen vor. Die eine Arbeit rührt von Linde[2]) her, giebt aber keinen Hinweis auf die praktischen Ausführungen und begnügt sich im Grunde mit dem Nachweise, dass die mechanische Wärmetheorie hinreichende Grundlagen für die theoretischen Untersuchungen bietet.

1) Heimpel: Neuere Anwendung der mechanischen Kälteerzeugung im Braubetriebe (System Linde). München 1878.

2) Linde: Theorie der Kälteerzeugungsmaschinen. Verhandlungen des Vereins zur Beförderung des Gewerbfleisses. Jahrg. 1875 und 1876.

Die andere Arbeit von Ledoux[1]) ist dagegen sehr vollständig und behandelt zugleich die Kalt-Luftmaschinen und, soweit es z. Z. möglich ist, auch Carré's Absorptionsmaschine.

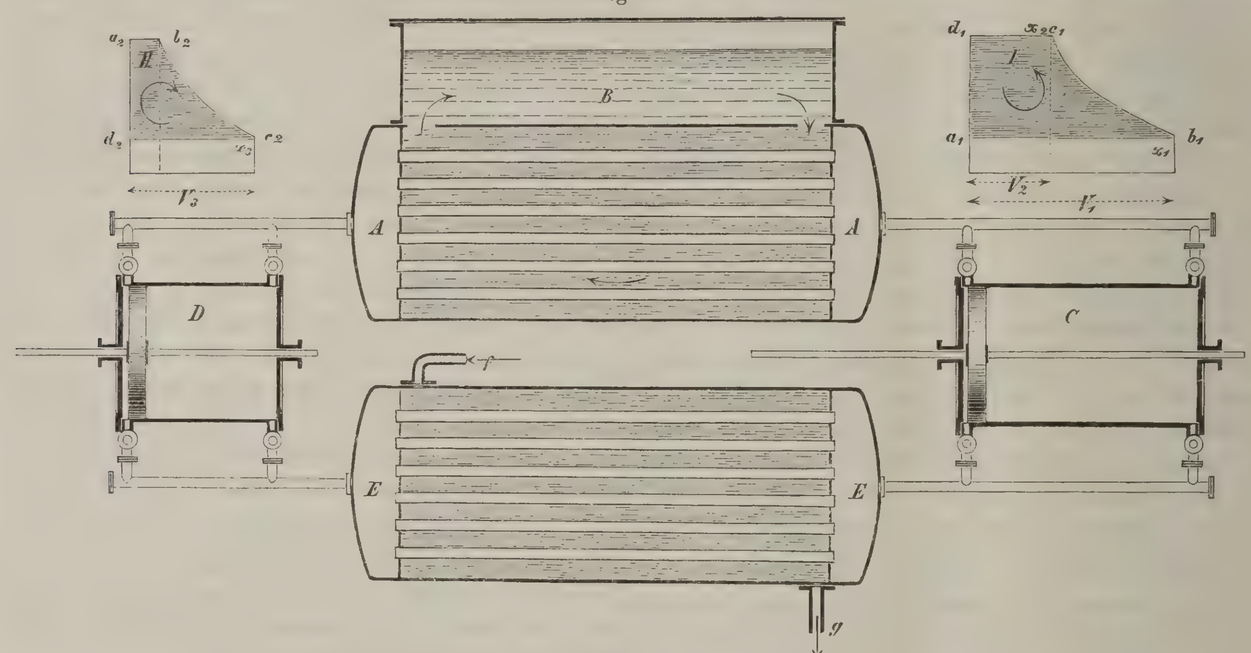
Im Folgenden soll die Frage in anderer Weise behandelt und zugleich der Nachweis geliefert werden, dass die Theorie der Kalt-Dampfmaschinen vollständig schon durch die Formeln gegeben ist, wie sie die mechanische Wärmetheorie für die Heissdampfmaschine gegeben hat und wie ich sie in meinem Buche „Grundzüge der mechanischen Wärmetheorie“ ausführlich entwickelt habe.

§ 1. Ueber die Anordnung der theoretisch vollkommenen Kalt-Dampfmaschine.

Den Untersuchungen lege ich die folgende schematische Darstellung zu Grunde, die ich in meinen Vorlesungen benutze, um zunächst an der Hand einer Figur allein den innigen Zusammenhang der Heiss- und Kalt-Dampfmaschinen mit den Heiss- und Kalt-Luftmaschinen vorzuführen und zugleich den Unterschied zwischen den wirklich ausgeführten Maschinen der genannten Arten mit der Ausführung hervortreten



Fig. 1.



zu lassen, wie sie vorliegen müsste, wenn die Maschine nach der mechanischen Wärmetheorie als eine theoretisch vollkommene angesehen werden sollte.

Betrachte ich vorstehende Skizze zuerst als die Abbildung einer vollkommenen Kalt-Dampfmaschine. Der Röhrenkessel *AA* ist mit Flüssigkeit und Dampf, dem vermittelnden Körper, gefüllt; er ist mit einem mit einer andern Flüssigkeit gefüllten Gehäuse *B* umgeben und mag der Verdampfer (Dampfkessel) genannt werden. Das Ganze bildet den Heizapparat (Kesselanlage).

Denkt man sich nun z. B. den Verdampfer mit Ammoniak (flüssig und dampfförmig) vom Drucke von 2,3 Atmosphären gefüllt, so herrscht daselbst eine Temperatur von — 15° und daher wird die in der Umhüllung *B* befindliche Flüssigkeit abgekühlt, weil sie Wärme an den Verdampfer abgiebt; damit sie nicht gefriert, wählt man Kochsalz- oder Chlorcalciumlösung. Bei Eiserzeugung werden in diese, gewöhnlich auf — 10° abgekühlte Lösung Blechzellen mit Süsswasser eingetaucht, in welchen das Wasser gefriert, oder andern Falls leitet man die kalte Lösung durch Röhren nach Räumen, in denen Luft oder andere Flüssigkeiten abgekühlt werden sollen und führt dann die erwärmte Lösung wieder in den Raum *B* zurück, wo sie von Neuem abgekühlt wird. Der Vorgang ist ein continuirlicher und um die Erkältung und Wärmeabgabe der Heizflüssigkeit, wie die Salzlösung kurz genannt werden mag, zu befördern, wird sie auf künstlichem Wege im Raume *B* in der durch die Pfeile angedeuteten Richtung in Strömung versetzt. Die Leistung der Maschine wird gewöhnlich nach der Wärmemenge beurtheilt, die stündlich in Calorien gemessen von der Heizflüssigkeit an den Verdampfer abgegeben wird, also von letzterem der Flüssigkeit entzogen wird.

1) Ledoux: Théorie des maschines à froid. Extrait des Annales des mines 1878. Paris 1878.

Der Vorgang im Innern der Maschine muss nun gleichfalls ein continuirlicher sein; beim Hingang saugt der im Cylinder C, dem Arbeits- oder Compressions-Cylinder, befindliche Kolben Dampf (mit mehr oder weniger Flüssigkeit gemischt) aus dem Verdampfer A an, comprimirt die Masse beim Rückgange auf dem ersten Theile des Kolbenwegs und drückt sie dann auf dem zweiten Theile desselben in einen zweiten Röhrenkessel EE, den Kühlapparat oder Condensator, der ebenfalls von einem Gehäuse umgeben ist, in welches bei f Kühlwasser eingeführt wird, das dann durch das Rohr g erwärmt abströmt. Im Condensator wird der Dampf vollständig in Flüssigkeit zurückgeführt; wäre die Temperatur in demselben $+20^0$ und hätte man es mit Ammoniak zu thun, so wäre nach obiger Tabelle die Pressung im Condensator 8,5 Atmosphären.

Nun kommt es darauf an, die Flüssigkeit nach dem Verdampfer zurückzubringen, wo sie wieder verdampft und der Kreislauf von Neuem beginnt; da im Condensator der Druck grösser und zwar im Allgemeinen beträchtlich grösser als im Verdampfer ist, so bedarf es für die Zurückleitung der Flüssigkeit keiner besondern Vorrichtung; man verbindet, und so geschieht es bei den wirklich ausgeführten Kalt-Dampfmaschinen, den Condensator E einfach durch ein mit einem Regulirventil verbundenes Rohr mit dem Verdampfer A, durch welches man so viel Flüssigkeit zurücktreten lässt, wie in gleicher Zeit Dampf dem Verdampfer entnommen wird.

Dieses Verfahren ist aber, wie sich zeigen wird, theoretisch unvollkommen, man müsste vielmehr die Zurückführung der Flüssigkeit durch Einfügung eines besonderen Cylinders D, den ich den Speisecylinder nenne, in folgender Art bewerkstelligen. Der Kolben im Cylinder D saugt zunächst bei constantem Drucke die Flüssigkeit, die vorhin pro Schub im Condensator gebildet wurde, an, dann sperrt man sie im Cylinder ab und lässt sie soweit expandiren, bis am Ende des Kolbenschubes der Verdampferdruck erreicht ist. Während der Expansion bildet sich Dampf und beim Rückgange des Kolbens wird endlich die ganze Masse unter dem constanten Verdampferdruck in den Verdampfer zurückgeschoben. In der Figur sind die theoretischen Indicatordiagramme zugefügt. Mit p_1 sei der Druck im Verdampfer und mit p_2 derjenige im Condensator bezeichnet; die horizontal schraffirte Fläche $a_1 b_1 c_1 d_1$ des Diagrammes I repräsentirt die Arbeit, welche im Arbeitscylinder pro Schub verbraucht wird und die Fläche $a_2 b_2 c_2 d_2$ des Diagrammes II ist die Arbeit, welche im Speisecylinder pro Schub gewonnen wird; die Differenz beider ist die Arbeit, welche die Maschine zum Betriebe fordert. Die Curve $b_1 c_1$ ist die Compressionscurve, $b_2 c_2$ die Expansionscurve, beide sind adiabatische Curven, während die horizontalen Begrenzungen der Indicatordiagramme isothermische Linien sind, da bei gesättigten Dämpfen, wie sie hier vorliegen, bei constantem Drucke auch die Temperatur constant ist.

Die in den Diagrammen angegebenen Pfeile geben die Richtung an, nach welcher in beiden Cylindern der Process stattfindet.

Ob nun bei den wirklich ausgeführten Maschinen der Speisecylinder zur Vervollkommnung des Processes noch eingefügt werden sollte, wird die weitere Untersuchung zeigen. Es mag aber schon hier bemerkt werden, dass das Bedürfniss nicht vorliegt, da der durch Weglassung dieses Cylinders herbeigeführte Effectverlust verhältnissmässig gering ist; weiter mag bereits bemerkt werden, dass aber trotz des Wegfalles dieses Cylinders die Diagrammfläche II eine bedeutsame Rolle spielt und die Arbeit darstellt, welche der direct vom Condensator kommenden und in den Verdampfer einströmenden Flüssigkeit in Form von lebendiger Kraft inne wohnt.

Die oben gegebene Figur führt nun aber auch die Abbildung einer theoretisch vollkommenen Heiss-Dampfmaschine vor. Man hat sich nur den Process umgekehrt zu denken, der grössere Druck p_2 herrscht im Verdampfer (Kessel) und der kleinere Druck p_1 im Condensator. Die Heizung des Kessels findet hier gewöhnlich direct durch die Feuergase statt, doch könnte man sich vorstellen, dass auch hier die in der Figur gegebene Anordnung vorliegt und die Heizung indirect durch eine im Gehäuse B befindliche Flüssigkeit erfolgt. Diese Flüssigkeit müsste dann nur die Eigenschaft haben, dass sie unter atmosphärischem Drucke eine Temperatur annehmen kann, die etwas grösser als die der Flüssigkeit und des Dampfes (Wasser) im Kessel ist (wir besitzen derartige Flüssigkeiten). Hier ist nun C der eigentliche Dampfcylinder; auf dem Kolbenwege $d_1 c_1$ tritt der Dampf ein (Admission) und expandirt nach der Curve $c_1 b_1$, um dann beim Kolbenrückgange mit constantem Drucke auf dem Wege $b_1 a_1$ in den Condensator geschoben zu werden.

Bei der theoretisch vollkommenen Dampfmaschine wird nun von dem Kolben des Speisecylinders auf dem Wege $d_2 c_2$ Dampf und Wasser aus dem Condensator angesaugt und adiabatisch nach der Curve $c_2 b_2$ durch Compression vollständig condensirt und dann als Wasser mit dem Kesseldrucke und der entsprechenden Temperatur auf dem Wege $b_2 a_2$ in den Kessel gedrückt. Man übersieht, dass hierbei der Speisecylinder D eben-

falls in einem bestimmten Grössenverhältnisse zum Cylinder C stehen muss, da er neben Wasser auch noch Dampf und zwar gerade so viel anzusaugen hat, dass allein durch Compression die weitere vollständige Verflüssigung und die Vorwärmung auf die Kesseltemperatur erfolgt. Das erforderliche Mischungsverhältniss von Dampf und Wasser lässt sich leicht berechnen.

Bei den Heiss-Dampfmaschinen sind die Pfeile in den Diagrammflächen umzukehren; die Fläche I der Figur repräsentirt dann die Arbeit, welche im Dampfcylinder pro Schub gewonnen wird und die Fläche II die Arbeit, welche der Speisecylinder verbraucht. Die Differenz beider Flächen giebt die indicirte gewonnene Arbeit pro Schub.

Die wirklichen Dampfmaschinen besitzen unsern Speisecylinder nicht, statt dessen eine Speisepumpe, welche Wasser von niedriger Temperatur (ohne Dampf) ansaugt und in den Kessel drückt. In dem Umstande, dass hier das Wasser im Kessel erst durch directe Wärmemittheilung auf die Kesseltemperatur gebracht werden muss, ist die principielle Unvollkommenheit des Processes unserer Dampfmaschinen enthalten. Die vorstehenden Sätze über Heiss-Dampfmaschinen habe ich schon früher[1]) gegeben und zugleich bewiesen, dass der aus der bezeichneten Unvollkommenheit des Processes entspringende Effectverlust unserer Dampfmaschine nicht sehr bedeutend ist und durch Vorwärmen des Speisewassers noch herabgezogen werden kann. Es mag nun in der Kürze noch die obige Abbildung als Kalt- und Heiss-Luftmaschine besprochen werden.

Zuerst die Kalt-Luftmaschine. Im Kessel AA befinde sich Luft vom Drucke p_1 und stark abgekühlt, beispielsweise tief unter 0°. Der Kolben im Cylinder C (hier der Compressionscylinder genannt) saugt aus diesem Raume auf dem Wege $a_1 b_1$ Luft an, comprimirt sie und drückt sie in den Kühlapparat EE. Aus diesem saugt sie der Kolben des Speisecylinders D (hier der Expansionscylinder genannt) an, lässt sie auf dem Wege $b_2 c_2$ expandiren und schiebt die Luft auf dem Wege $c_2 d_2$ in den Kessel AA zurück. Beim Durchgange durch den Kessel AA nimmt die Luft von der Flüssigkeit in der Umhüllung B Wärme auf, kühlt sie ab, und ihr Volumen nimmt hierbei relativ von $c_2 d_2$ auf $a_1 b_1$ zu. Die wirklich ausgeführten Kalt-Luftmaschinen besitzen den Kessel AA nicht, die Rolle desselben übernimmt hierbei die äussere Atmosphäre. Der Kolben des Cylinders C saugt atmosphärische Luft an und der Kolben des Speisecylinders D schiebt diese Luft in stark erkältetem Zustande in die äussere Atmosphäre (durch Rohrleitungen hindurch) zurück.

1) Grundzüge der mechanischen Wärmetheorie. 2. Aufl. 1866. S. 522 und ff. Neuer Abdruck. 1877. S. 498.

Bei der Heiss-Luftmaschine ist der Kessel AA mit comprimirter Luft vom Drucke p_2 gefüllt, die durch Feuergase auf hoher Temperatur erhalten wird, was übrigens auch, wie es vorhin bei der Heiss-Dampfmaschine besprochen wurde, indirect durch eine heisse, im Gehäuse B befindliche Flüssigkeit geschehen könnte. Der Process der Maschine selbst ist genau derselbe, wie bei der Heiss-Dampfmaschine und die beiden Indicatordiagramme I und II gelten auch hier in gleicher Art, nur ist hinzuzufügen, dass die horizontalen Begrenzungen der Indicatordiagramme durch die isothermische Curve der Luft (gleichseitige Hyperbel) ersetzt werden müssten, wenn die Maschine, sowohl als Kalt- wie als Heiss-Luftmaschine theoretisch vollkommen sein sollte. Ist der Cubikinhalt des Kessels AA, wie des Kühlapparates EE sehr gross gegen den Inhalt der beiden Cylinder, so verlaufen diese Curven sehr flach und nähern sich den Horizontalen $a_1 b_1$, $c_1 d_1$, $a_2 b_2$ und $c_2 d_2$.

Ich unterlasse eine nähere Besprechung, da sich die Verhältnisse leicht übersehen lassen, doch dürfte die Notiz von Interesse sein, dass der geniale Ericsson eine Heiss-Luftmaschine in Vorschlag brachte[1]), die ihrer ganzen Anordnung nach nahezu mit der übereinstimmt, wie sie unsere Figur zeigt, und wie ich sie als Grundanordnung der Luft- und Dampfmaschine überhaupt besprochen habe. Ericsson hat drei verschiedene Heiss-Luftmaschinen angegeben, zwei davon sind allgemeiner bekannt geworden, die dritte ist die soeben erwähnte Maschine, auf welche Ericsson schon 1833 Patente nahm.

§ 2. Theorie der vollkommenen Kalt-Dampfmaschine.

Das Gewicht der Dampf- und Flüssigkeitsmenge, die pro Schub vom Arbeitscylinder aus dem Verdampfer angesaugt und vom Speisecylinder vom Condensator zurückgebracht wird, werde mit G bezeichnet, x_1 sei die specifische Dampfmenge am Ende des Kolbenschubes im Arbeitscylinder C (Figur); x_2 diejenige am Ende der Compression und x_3 die am Ende des Schubes im Speisecylinder.

Es ist daher das Dampfgewicht, welches pro Schub in den Verdampfer geschoben wird Gx_3, und Gx_1 dasjenige, welches der Arbeitscylinder demselben entnimmt;

1) Génie industrielle 1853. — Civilingenieur 1854, Bd. 1, S. 91 (Tafel XI, Fig. 2).

hiernach wird im Verdampfer pro Schub die Dampfmenge $G(x_1 - x_3)$ gebildet und zwar unter dem constanten Drucke p_1 und der zugehörigen Temperatur t_1. Wende ich im Weitern die unten, im Anhange angegebenen Bezeichnungen an und ist r_1 die latente Wärme, so bestimmt sich zuerst die Wärmemenge Q_1, welche der Verdampfer der Salzlösung (Heizflüssigkeit) pro Schub entzieht:

$$Q_1 = G r_1 (x_1 - x_3) \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (1)$$

Die Dampfmenge, welche vom Arbeitskolben in den Condensator geschoben wird, beträgt $G x_2$, und da dieselbe im letzteren bei constantem Drucke p_2 und der Temperatur t_2 vollständig condensirt wird, so beträgt die Wärmemenge Q_2, welche das Kühlwasser im Condensator aufnimmt:

$$Q_2 = G r_2 x_2 \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (2)$$

Hierbei wird zunächst in den folgenden Betrachtungen vorausgesetzt, dass die Cylinderwandungen Wärme weder aufnehmen noch abgeben, dass keine schädlichen Räume vorliegen und dass der Dampf während seines Kreislaufes im Arbeitscylinder nass ist, also in keinem Punkte desselben sich überhitzt. Die mechanische Wärmetheorie giebt dann für die Wärmemenge dQ, welche die Gewichtseinheit Dampf- und Flüssigkeitsmischung für eine unendlich kleine Zustandsänderung erfordert:

$$dQ = T d\left(\tau + \frac{x r}{T}\right) \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (3^a)$$

oder, wie sich auch schreiben lässt:

$$dQ = dq + d(x\varrho) + A\,dL \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (3^b)$$

wobei dL die äussere Arbeit ist, welche der unendlich kleinen Ausdehnung entspricht.[1])

Bei unserer vollkommenen Maschine findet die Compression auf dem Wege $b_1 c_1$ (Figur 1) adiabatisch statt, es ist daher $dQ = 0$ und daher folgt aus Gl. (3^a), wenn man zwischen den angegebenen Grenzen integrirt:

$$\tau_1 + \frac{x_1 r_1}{T_1} = \tau_2 + \frac{x_2 r_2}{T_2} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (4)$$

Ebenso liegt im Speisecylinder auf dem Wege $b_2 c_2$ adiabatische Expansion vor und es folgt daher aus derselben Gleichung, weil im Anfange $x = 0$ ist:

$$\tau_1 + \frac{x_3 r_1}{T_1} = \tau_2 \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (5)$$

1) Grundzüge u. s. w. 2. Auflage. S. 297. Neuer Abdruck S. 297.

Mit Hülfe der beiden letzten Formeln berechnet sich x_2 und x_3 aus dem Werthe x_1 und den Grenztemperaturen. Subtrahirt man beide Gleichungen von einander, so folgt:

$$\frac{(x_1 - x_3) r_1}{T_1} = \frac{x_2 r_2}{T_2} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (6)$$

Verbindet man vorstehende Formel mit derjenigen, die man aus der Vereinigung von Gl. (1) und (2) erhält, so folgt die bekannte, für den vollkommenen Kreisprocess gültige Beziehung:

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{T_1}{T_2} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (7)$$

Die technische Untersuchung erstreckt sich nun auf die Bestimmung der Arbeit, welche die Maschine zum Betriebe fordert und auf die Ermittelung der Hauptdimensionen für eine vorgeschriebene Leistung.

Die Arbeit L_1, welche der Arbeitscylinder C pro Schub fordert, ermittelt sich leicht, wie folgt:

Das Volumen V_1 des Cylinders C ist

$$V_1 = G(x_1 u_1 + \sigma) \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (8)$$

das Volumen V_2 der Masse am Ende der Compression

$$V_2 = G(x_2 u_2 + \sigma) \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (9)$$

Hiernach ist die Arbeit, welche beim Ansaugen gewonnen wird, $G p_1 (x_1 u_1 + \sigma)$ und die Arbeit, welche verbraucht wird, um die Masse mit constantem Drucke p_2 in den Condensator zu schieben, $G p_2 (x_2 u_2 + \sigma)$; die Compressionsarbeit dagegen findet sich aus Gl. (3^b), wenn man $dQ = 0$ setzt und integrirt

$$\frac{G}{A}(q_2 - q_1 + x_2 \varrho_2 - x_1 \varrho_1)$$

und hiernach durch Vereinigung der letzten drei Ausdrücke die ganze Arbeit des Arbeitscylinders pro Schub in Wärmeeinheiten gemessen, wenn man noch die Beziehung $r = \varrho + A p u$ beachtet:

$$A L_1 = G[q_2 - q_1 + x_2 r_2 - x_1 r_1 + A \sigma (p_2 - p_1)] \quad (10)$$

Im Speisecylinder dagegen gewinnt man die Arbeit L_2 und zwar beim Ansaugen der Flüssigkeit aus dem Condensator zunächst die Arbeit $G \sigma p_2$, dann infolge der Expansion:

$$\frac{G}{A}(q_2 - q_1 - x_3 \varrho_1).$$

Da aber für den Transport der Masse nach dem Verdampfer die Arbeit $G p_1 (x_3 u_1 + \sigma)$ aufzuwenden ist, so findet sich die in Wärmeeinheiten ausgedrückte Arbeit durch Vereinigung vorstehender drei Werthe:

$$A L_2 = G[q_2 - q_1 - x_3 r_1 + A \sigma (p_2 - p_1)] \quad . \quad (11)$$

Bezeichnet nun L_m die Arbeit, welche der Betrieb der vollkommenen Maschine pro Schub erfordert, so folgt wegen $L_m = L_1 - L_2$ durch Benutzung von Gl. (10) und (11)

$$A L_m = G[x_2 r_2 - (x_1 - x_3) r_1] \quad . \quad . \quad . \quad (12)$$

oder unter Benutzung von Gl. (1) oder (2)

$$A L_m = Q_2 - Q_1$$

oder nach Gl. (7)

$$A L_m = \frac{Q_1}{T_1}(T_2 - T_1) \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (13)$$

Diese Gleichung ist diejenige, welche die mechanische Wärmetheorie für einen vollkommenen Kreisprocess längst kennt. Für unsern vorliegenden Fall giebt die Formel für einen bestimmten Werth der Wärmemenge Q_1, welche der Salzlösung vom Verdampfer bei bestimmten Grenztemperaturen entzogen werden soll, die erforderliche Maschinenarbeit L_m und diese Arbeit ist ein Minimum; jede Abweichung vom vollkommenen Process und alle einzelnen Unvollkommenheiten in der Construction der Maschine und die unvermeidlichen schädlichen Widerstände erhöhen die Betriebsarbeit. Die Formel enthält keine Grösse, die sich auf eine besondere Dampfart bezieht; bei gleichen Grenztemperaturen ist es daher theoretisch gleichgültig, ob die Maschine mit Aether-, Ammoniak- oder anderen Dämpfen arbeitet; für dasselbe Q_1 ist die Betriebsarbeit der vollkommenen Maschine immer die gleiche.

Bei der Kalt-Dampfmaschine hat man nur darauf bedacht zu sein, dass die Betriebsarbeit der Maschine für einen vorgeschriebenen Werth von Q_1 möglichst klein sei; aus der Formel (13) erkennt man, dass hiernach die Temperaturdifferenz $T_2 - T_1$ möglichst klein zu halten ist. Nun ist in Rücksicht auf die Temperatur des zur Verfügung stehenden Kühlwassers die Temperatur t_2 resp. T_2 vorgeschrieben, man soll daher mit der Temperatur t_1 resp. T_1 im Verdampfer nicht weiter herabgehen, als nöthig ist. Bei Eiserzeugung rechnet man im Mittel $t_1 = -15^0$, bei Erzeugung von Kühlflüssigkeit $t_1 = -5^0$, man wird daher die praktische Regel befolgen, Eiserzeugung zu unterlassen, wenn derselbe Zweck durch Kühlflüssigkeit zu erreichen ist. Die Formel (13) gilt auch für Kalt-Luftmaschinen; bemerkenswerth ist aber noch, dass dieselbe Gleichung auch für vollkommene Heiss-Dampfmaschinen und Heiss-Luftmaschinen gültig ist und dass diese Gleichung alle die genannten Maschinen in gleicher Weise umfasst, wie obige Figur 1 deren constructive, theoretisch dargestellte Anordnung. Bei dieser Maschine ist im Kessel resp. Heizapparate Druck und Temperatur grösser als im Condensator resp. Kühlapparate. Es ist daher einfach $T_1 > T_2$; hiernach wird L_m negativ, d. h. man gewinnt Arbeit, statt solche zum Betriebe der Maschine aufzuwenden, die Maschine verwandelt sich aus einer Arbeitsmaschine in eine Betriebs- oder Umtriebsmaschine. Kehrt man für diese Maschine in Gl. (13) rechts das Zeichen um, so erhält man in dem Werthe L_m das Maximum der Arbeit; jede Abweichung vom vollkommenen Process und den oben gemachten Annahmen führt auf einen kleineren Werth der gewonnenen Arbeit. Da auch bei dieser Maschine die Temperatur t_2 im Condensator resp. Kühlapparate ziemlich fest vorgeschrieben ist, so folgt die praktische Regel, die Temperatur t_1 möglichst hoch zu halten, um durch dieselbe Wärmemenge Q_1 die Arbeit L_m möglichst zu erhöhen. Die Heiss-Luftmaschinen sollen daher mit hoher Temperatur und unsere gewöhnlichen Dampfmaschinen mit hohem Kesseldrucke oder stark überhitzten Wasserdämpfen arbeiten.

Die Gleichung (13) giebt die Maschinenarbeit pro Schub, in der Technik bezieht man aber die Arbeit auf die Secunde; bezeichnet man daher die Wärmemenge, welche der Verdampfer der Salzlösung pro Secunde entzieht, mit Q_s und substituirt man diesen Werth statt Q_1 in Gl. (13), so giebt dann L_m die Arbeit, welche der Betrieb der Kalt-Dampfmaschine fordert, auf die Secunde bezogen, oder es ergiebt sich, wenn die Arbeit in Pferdestärken (zu 75 Meterkilogr.) ausgedrückt und mit N_m bezeichnet wird:

$$N_m = \frac{Q_s}{75 \, . \, A \, T_1}(T_2 - T_1) \quad . \quad . \quad . \quad (14)$$

Wird die Wärmemenge, durch welche die kältende Wirkung der Maschine beurtheilt werden soll, auf die Stunde bezogen und mit Q_h bezeichnet, so besteht die Beziehung:

$$Q_h = 3600 \, . \, Q_s \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (15)$$

Was nun die Dimensionen der Kalt-Dampfmaschinen betrifft, so kommt hier vor Allem die Grösse des Arbeitscylinders C für eine vorgeschriebene Leistung in Frage.

Das Volumen V_1 dieses Cylinders ist durch Gl. (8) bereits gegeben, doch kann man in dieser Formel das specifische Volumen σ der Flüssigkeit als sehr klein unbedenklich vernachlässigen und erhält dann:

$$V_1 = G x_1 u_1.$$

Nach Gl. (1) war aber $Q_1 = G r_1 (x_1 - x_3)$, daher folgt durch Division:

$$V_1 = \frac{Q_1}{\frac{r_1}{u_1}\left(1 - \frac{x_3}{x_1}\right)} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (16)$$

Ist nun F der Kolbenquerschnitt, s der Kolbenhub und macht die Maschine (doppelt wirkend) in der Minute n Umdrehungen, so ist $V_1 = Fs$ und die Wärmemenge Q_s, welche der Verdampfer in der Secunde aufnimmt:

$$Q_s = \frac{2\,Q_1\,n}{60}.$$

Die Substitution in Gl. (16) ergiebt daher zur Berechnung der Grösse des Arbeitscylinders der vollkommenen Kalt-Dampfmaschinen die Gleichung:

$$\frac{F\,s\,n}{30} = \frac{Q_s}{\frac{r_1}{u_1}\left(1 - \frac{x_3}{x_1}\right)} \quad . \quad . \quad . \quad (17^a)$$

oder wenn man noch aus Gl. (5) den Werth x_3 substituirt:

$$\frac{F\,s\,n}{30} = \frac{Q_s}{\frac{r_1}{u_1}\left(1 - \frac{T_1(\tau_2 - \tau_1)}{x_1\,r_1}\right)} \quad . \quad . \quad . \quad (17^b$$

Die rechte Seite dieser Gleichung enthält Temperaturfunctionen, die für die verschiedenen Dämpfe verschieden sind und daher ist ersichtlich, dass bei gleichem Werthe von Q_s die Cylinderdimensionen je nach der angewandten Dampfart verschieden ausfallen werden; man wird daher als arbeitende Dämpfe solche wählen, deren Flüssigkeit nicht nur leicht und billig herstellbar ist, sondern die zugleich auf die kleinsten Maschinendimensionen führen.

Verbindet man Gl. (17^b) mit Gl. (14), was hier unterbleibt, so bekommt man noch die Beziehung zwischen den Dimensionen des Arbeitscylinders und der Arbeit N_m, welche die Maschine in Pferdestärken erfordert.

Um noch bequem einige Bemerkungen an die obigen Resultate anschliessen zu können, mag ein numerisches Beispiel angefügt werden.

Eine Kalt-Dampfmaschine arbeite mit Ammoniakdämpfen; die Temperatur im Verdampfer sei $t_1 = -15^0$ und im Condensator $t_2 = +20^0$, die Pressungen sind daher beziehungsweise $p_1 = 2{,}291$ und $p_2 = 8{,}509$ Atmosphären.

Nach der Tabelle am Schlusse des Anhanges ist für die angenommenen Temperaturen

$$\frac{r_1}{T_1} = 1{,}2536; \quad \frac{r_2}{T_2} = 1{,}0243;$$

$$\tau_1 = -0{,}05363; \quad \tau_2 = +0{,}07742.$$

Ist nun die specifische Dampfmenge am Ende des Ansaugens im Arbeitscylinder $x_1 = 0{,}90$, so ergiebt sich nach Gl. (4) die specifische Dampfmenge am Ende der Compression unter Benutzung vorstehender Werthe $x_2 = 0{,}9735$; es findet daher während der Compression bei Ammoniak ein Verdampfen statt und der Dampf würde sich überhitzen, wenn er anfänglich trocken gesättigt, wenn also $x_1 = 1$ wäre. In diesem Falle, auf den ich zurückkomme, gelten obige Formeln nicht mehr und müssen durch andere ersetzt werden.

Aus Gl. (5) berechnet sich für den angenommenen Fall die specifische Dampfmenge am Ende der Expansion im Speisecylinder $x_3 = 0{,}1045$ und da nach der Tabelle $\frac{r_1}{u_1} = 619{,}80$ ist, so ergiebt Gl. (17^a) und Gl. (14):

$$\frac{F\,s\,n}{30} = 0{,}001825\,Q_s \text{ und } N_m = 0{,}767\,.\,Q_s.$$

Sollte die Maschine stündlich 36 000 Calorien Wärme dem Salzwasser entziehen, so wäre $Q_s = 10$ und hiernach, wenn die Maschine $n = 50$ Umdrehungen in der Minute macht, das erforderliche Volumen des Arbeitscylinders $Fs = 0{,}0109$ Cubikmeter und die erforderliche Arbeit $N_m = 7{,}67$ Pferdestärken.

Um aus 1^{kg} Wasser von 0^0 Eis von 0^0 zu erzeugen, muss demselben die Wärmemenge $r_0 = 79$ Cal. entzogen werden; hat das Wasser die Temperatur t^0 und soll Eis von $-t_0{}^0$ erzeugt werden, so ist die für 1^{kg} Wasser nöthige Wärmemenge

$$79 + t + c\,t_0,$$

wobei $c = 0{,}5$ die specifische Wärme des Eises bedeutet; setzt man im Mittel $t = 15^0$ und, damit das Eis möglichst fest wird, $t_0 = -8^0$, so erhält man rund 100 Calorien.

Will man daher stündlich E_h Kilogr. Eis erzeugen, so ist stündlich die Wärmemenge $Q_h = 100\,E_h$ dem Salzwasser zu entziehen; für die soeben berechnete Maschine erhält man daher wegen $Q_h = 3600\,Q_s$:

$$N_m = 0{,}0213\,.\,E_h \text{ oder } E_h = 47\,N_m.$$

Diese vollkommene Maschine würde demnach stündlich pro Pferdestärke 47^{kg} Eis liefern. Bei den ausgeführten Maschinen ist die Eisproduction natürlich wesentlich geringer.

§ 3. Theorie der ausgeführten Kalt-Dampfmaschinen.

Bei den wirklich ausgeführten Maschinen ist der Speisecylinder D (Fig. 1) nicht vorhanden, vielmehr strömt die Flüssigkeit unter dem Ueberdrucke im Condensator einfach durch ein mit einem Regulirventil versehenes Rohr nach dem Verdampfer. Ist nun w die Geschwindigkeit, mit welcher die Masse in den Verdampfer eintritt, so ist die in der Gewichtseinheit in

Form von lebendiger Kraft enthaltene Arbeit $\frac{w^2}{2g}$ und diese Arbeit setzt sich aus folgenden Theilen zusammen, wenn auf die Bewegungswiderstände keine Rücksicht genommen wird: Beim Austritt aus dem Condensator nimmt die Gewichtseinheit Flüssigkeit die Arbeit σp_2 auf, dieselbe expandirt nun adiabatisch auf den Druck p_1, wobei sich x_3 Kilogr. Dampf bilden und nach Gl. (3^b) die Arbeit

$$\frac{1}{A}(q_2 - q_1 - x_3 \varrho_1)$$

frei wird; beim Durchgange durch die Ausströmungsöffnung und dem Eintritt in den Verdampfer ist der constante Druck p_1 zu überwinden, was die Arbeit $p_1(x_3 u_1 + \sigma)$ fordert; man erhält daher durch Zusammenfassen mit Berücksichtigung der Beziehung $r_1 = \varrho_1 + A p_1 u_1$:

$$A\frac{w^2}{2g} = q_2 - q_1 - x_3 r_1 + A\sigma(p_2 - p_1) \quad . \quad (18)$$

Benutzt man Gl. (5), so folgt auch

$$A\frac{w^2}{2g} = q_2 - q_1 - T_1(\tau_2 - \tau_1) + A\sigma(p_2 - p_1) \quad (19)$$

und diese Gleichung giebt das Mittel an die Hand, die Eintrittsgeschwindigkeit w zu berechnen. Die Formel habe ich schon früher bei anderer Gelegenheit gegeben.[1])

Denkt man sich Gl. (18) auf beiden Seiten mit dem Gewichte G der pro Schub übertretenden Masse multiplicirt, so stösst man auf Gl. (11), woraus hervorgeht, dass das Indicatordiagramm II (Fig. 1) die Arbeit repräsentirt, welche in der Masse beim Eintritte in den Verdampfer enthalten ist. Im Verdampfer breitet sich nun aber die Masse unter constantem Drucke p_1 aus und geht zur Ruhe über, die specifische Dampfmenge wächst von x_3 auf x_4 und man erhält daher die Beziehung:

$$A\frac{w^2}{2g} = r_1(x_4 - x_3) \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (20)$$

weil die beim Uebergange zur Ruhe frei werdende Wärme zur Verdampfung unter constantem Drucke p_1 verwendet wird.

Durch Verbindung von Gl. (20) mit Gl. (18) erhält man

$$x_4 r_1 = q_2 - q_1 + A\sigma(p_2 - p_1) \quad . \quad . \quad . \quad (21)$$

1) Ueber den Ausfluss von Dämpfen und hocherhitzten Flüssigkeiten aus Gefässmündungen. Civilingenieur 1864, Bd. 10, S. 87. — Grundzüge. 2. Aufl. S. 417. Neuer Abdruck S. 417.

woraus sich die specifische Dampfmenge x_4 am Ende der Ausbreitung berechnet.

Bei dieser Maschine wird daher pro Schub des Kolbens im Arbeitscylinder von Seiten des Verdampfers der Salzlösung die Wärmemenge

$$Q_1 = G r_1(x_1 - x_4) \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (22^a)$$

entzogen werden. Vergleicht man diese Formel mit Gl. (1), so erkennt man, da $x_4 > x_3$ ist, dass die ausgeführte Maschine mit der theoretisch vollkommenen verglichen, unter sonst gleichen Verhältnissen, der Salzlösung eine geringere Wärmemenge entzieht; es wird also das bereits Erwähnte bestätigt, dass mit der directen Ueberführung der Flüssigkeit aus dem Condensator in den Verdampfer eine verminderte Leistung verbunden ist.

Die Wärmemenge Q_2, welche das Kühlwasser dem Condensator entziehen muss, ist dagegen hier dieselbe, wie bei der vollkommenen Maschine:

$$Q_2 = G r_2 x_2 \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (22^b)$$

Bezeichnet L die Arbeit, welche zum Betriebe der Maschine erforderlich ist, so folgt nach der mechanischen Wärmetheorie

$$AL = Q_2 - Q_1 \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (23)$$

Benutzt man hier die vorstehenden Gleichungen, indem man mittelst Gl. (21) x_4 eliminirt, so ergiebt sich

$$AL = G[q_2 - q_1 + x_2 r_2 - x_1 r_1 + A\sigma(p_2 - p_1)] \quad (24)$$

identisch mit Gl. (10), wie das auch sein muss, da bei vorliegender Maschine kein Speisecylinder vorhanden ist und daher die ganze Arbeit vom Arbeitscylinder absorbirt wird. Ohne Benutzung von Gl. (21) ergiebt sich aus Gl. (23)

$$AL = G[r_2 x_2 - r_1(x_1 - x_4)]$$

und hieraus folgt durch Division mittelst Gl. (22^a)

$$\frac{AL}{Q_1} = \frac{r_2 x_2 - r_1(x_1 - x_4)}{r_1(x_1 - x_4)},$$

welche Gleichung hier an die Stelle von Gl. (13) tritt. Bezieht man die Wärmemenge, welche der Verdampfer dem Salzwasser entzieht, auf die Secunde, bezeichnet man dieselbe mit Q_s und drückt man die Arbeit in Pferdestärken aus, so folgt:

$$N = \frac{Q_s[r_2 x_2 - r_1(x_1 - x_4)]}{75\, A r_1(x_1 - x_4)} \quad . \quad . \quad . \quad (25)$$

an Stelle von Gl. (14).

Das Volumen V_1 des Arbeitscylinders ist $G x_1 u_1$ und daher, wenn G aus Gl. (22^a) substituirt wird:

$$V_1 = \frac{Q_1}{\frac{r_1}{u_1}\left(1 - \frac{x_4}{x_1}\right)}.$$

Formt man die Gleichung auf demselben Wege um, wie dies mit Gl. (16) geschah, so ergiebt sich endlich für den doppelt wirkenden Arbeitscylinder:

$$\frac{F s n}{30} = \frac{Q_s}{\frac{r_1}{u_1}\left(1 - \frac{x_4}{x_1}\right)} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (26^a)$$

oder unter Benutzung von Gl. (21)

$$\frac{F s n}{30} = \frac{Q_s}{\frac{r_1}{u_1}\left[1 - \frac{q_2 - q_1 + A\sigma(p_2 - p_1)}{x_1 r_1}\right]} \quad . \quad (26^b)$$

welche Gleichungen an die Stelle von Gl. (17^a) und (17^b) treten. Da $x_4 > x_3$, so ergiebt sich, dass der Arbeitscylinder bei der wirklich ausgeführten Maschine etwas grösser ausfällt, wie bei der vollkommenen, dafür fällt allerdings der Speisecylinder fort.

In vorstehenden Formeln ist die Beziehung zwischen x_1 und x_2 durch Gl. (4) gegeben, während x_4 durch Gl. (21) zu bestimmen ist, im Uebrigen gelten die Formeln unter der ausdrücklichen Voraussetzung, dass sich der Dampf im Cylinder nicht überhitzt, dass die Cylinderwandungen für Wärme unempfindlich sind und endlich, dass kein schädlicher Raum vorliegt.

Wende ich die vorstehenden Formeln auf den als Beispiel am Schlusse von § 2 behandelten Fall an und setze ich wieder voraus, dass die Maschine mit Ammoniakdämpfen zwischen den Grenztemperaturen $t_1 = -15^0$ und $t_2 = +20^0$ arbeitet und dass die specifische Dampfmenge im Arbeitscylinder am Ende des Ansaugens $x_1 = 0{,}90$ ist, so bestimmt sich unter Benutzung der Hülfstafel im Anhange aus Gl. (21) $x_4 = 0{,}1126$ und dann nach Gl. (25) die Arbeit N in Pferdestärken $N = 0{,}832\, Q_s$, also grösser als bei der theoretisch vollkommenen Maschine; der Mehrbetrag der erforderlichen Betriebsarbeit rührt von der Unvollkommenheit des Processes (Weglassen des Speisecylinders) her. Die Grösse des Arbeitscylinders bestimmt sich nach der Gl. (26^a)

$$\frac{F s n}{30} = 0{,}001844\, Q_s,$$

also nur wenig grösser, als bei der vollkommenen Maschine. Auf gleichem Wege, wie oben (§ 2), findet sich, dass vorliegende Maschine stündlich pro Pferdestärke 43^{kg} Eis liefern würde, ein Werth, der in der Praxis ebenfalls nicht erreicht werden kann.

Es mag noch ein anderes Beispiel beigefügt werden, um den Unterschied zweier mit verschiedenen Dämpfen arbeitenden Maschinen hervortreten zu lassen.

Handelt es sich nicht um Eiserzeugung, sondern um Herstellung kalter Flüssigkeit, so wählt man die untere Grenze der Temperatur gewöhnlich $t_1 = -5^0$; nehme ich die obere Grenze, wie vorhin, $t_2 = 20^0$, die specifische Dampfmenge der angesaugten Dampf- und Flüssigkeitsmasse $x_1 = 0{,}90$, so bestimmt sich, wenn wir zunächst eine Maschine voraussetzen, die mit Ammoniakdämpfen arbeitet, nach Gl. (4) die specifische Dampfmenge am Ende der Compression $x_2 = 0{,}9735$; es liegt daher, wie sich auch oben fand, bei der Compression ein Verdampfen vor. Weiter findet sich die zum Betriebe der Maschine aufzuwendende Arbeit $N = 0{,}562\, Q_s$ und die Grösse des Arbeitscylinders

$$\frac{F s n}{30} = 0{,}001230\, Q_s.$$

Die Maschine fällt also bei gleichem Werthe von Q_s und gleicher Umdrehungszahl n kleiner aus, als die vorhergehende und die Betriebsarbeit ist beträchtlich kleiner. Man ersieht daraus, was früher schon angedeutet wurde, dass man die Abkühlungstemperatur nicht tiefer wählen soll, als für den betreffenden Process gerade nothwendig ist.

Rechnet man dasselbe Beispiel bei gleichen Temperaturen unter der Voraussetzung, dass die Maschine mit Aetherdämpfen arbeitet, so findet sich (unter Anwendung der Tabellen und Formeln, welche in den „Grundzügen u. s. w." gegeben worden sind) für $x_1 = 0{,}90$, die Dampfmenge am Ende der Compression nach Gl. (4) $x_2 = 0{,}865$. Es tritt demnach bei Aetherdämpfen die merkwürdige Erscheinung hervor, dass sich dieselben bei adiabatischer Compression theilweise condensiren, während bei Ammoniak ein Verdampfen vorliegt. Auf dieses Verhalten des Aethers hat Hirn zuerst aufmerksam gemacht, ich habe dann nachgewiesen[1]), dass alle anderen Dämpfe, die nach Regnault's Versuchen eine nähere Untersuchung zulassen, das entgegengesetzte Verhalten zeigen, wie letzteres oben auch für Ammoniak gefunden worden ist.

Für vorliegende Aethermaschine findet sich ferner nach Gl. (25) und (26)

$$N = 0{,}639\, Q_s$$

und

$$\frac{F s n}{30} = 0{,}019921\, Q_s.$$

1) Das Verhalten verschiedener Dämpfe bei der Expansion und Compression. Vierteljahrsschrift der naturforschenden Gesellschaft in Zürich. Jahrgang 1863.

Die Aethermaschine erfordert daher unter denselben Verhältnissen eine etwas grössere Betriebsarbeit, als die Ammoniakmaschine, ihr Cylinder ist aber bedeutend grösser, und zwar im Verhältniss:

$$\frac{0{,}019921}{0{,}001230} = 16{,}2.$$

Bei gleicher Umdrehungszahl müsste also der Cubikinhalt des Arbeitscylinders bei Anwendung von Aether ohngefähr 16 Mal so gross sein, wie bei der Maschine, welche Ammoniakdämpfe benutzt. In Anbetracht dieses Umstandes, der nicht blos für die angenommenen Grenztemperaturen vorliegt und in Rücksicht darauf, dass die in der Maschine vorliegenden Pressungen tief unter dem atmosphärischen Drucke liegen, also Lufteintritt befördert wird, muss man sich wundern, dass die Aethermaschinen überhaupt noch ausgeführt werden.

Eine nähere Untersuchung der Gl. (26^b) zeigt, dass der Klammerausdruck im Nenner bei den gewöhnlichen Grenztemperaturen bei verschiedenen Dämpfen wenig variirt; es ist daher bei gleichem Werthe von Q_s und gleicher Umdrehungszahl n der Cubikinhalt Fs des Arbeitscylinders nahezu dem Werthe $r_1 : u_1$, welcher der untern Grenztemperatur t_1 entspricht, umgekehrt proportional. Da $r_1 : u_1$ sich allein schon aus Regnault's Spannungsversuchen und zwar nach der Formel

$$\frac{r}{u} = A\,T\frac{dp}{dt}$$

berechnen lässt, so kann man für die verschiedenen bei Kalt-Dampfmaschinen benutzten Dämpfe[1]) auf die Grösse des Maschinencylinders annähernd schliessen. Für die Temperatur $t_1 = -5^0$ giebt die folgende Zusammenstellung die Werthe von $r_1 : u_1$; die in Parenthese beigesetzten Zahlenwerthe geben den ohngefähren Betrag des Inhaltes des Arbeitscylinders, unter der Voraussetzung, dass derjenige der Ammoniakmaschine = 1 ist.

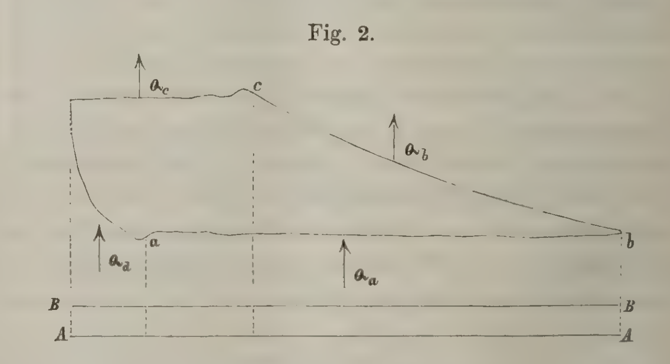
Aether	59,56	(15,1),
Schweflige Säure	344,81	(2,6),
Methyläther . .	490,82	(1,8),
Chlormethyl . .	498,32	(1,8),
Ammoniak . .	898,05	(1),
Kohlensäure . .	5638,04	(0,16).

1) Neben den oben genannten Dämpfen ist auch Schwefelkohlenstoff in Vorschlag gekommen, diese Dämpfe sind aber ganz ungeeignet für den Betrieb von Kalt-Dampfmaschinen. In meinem Werke „Grundzüge u. s. w.“ findet sich für diese Dämpfe bereits eine Tabelle berechnet, aus der man sofort erkennen kann, dass dieselben noch hinter den Aetherdämpfen zurückstehen.

§ 4. Ueber den Einfluss des schädlichen Raumes und der Cylinderwandungen.

Die in § 3 vorgeführten Untersuchungen der Kalt-Dampfmaschinen bedürfen wesentlicher Erweiterungen, wenn die Rechnungsergebnisse mit den Beobachtungen übereinstimmen sollen, die man an den ausgeführten Maschinen macht und bereits gemacht hat. Zunächst ist klar, dass der Druck im Cylinder beim Ansaugen kleiner sein wird, als im Verdampfer und umgekehrt der Druck des Dampfes im Cylinder beim Hinausschieben grösser ist, als im Condensator; über diese Druckdifferenzen liegen noch keinerlei genauere Beobachtungen vor, man kann nur sagen, dass diese Differenzen nicht bedeutend sind und dass man bei den Rechnungen denselben Ausweg, wie bei den Heiss-Dampfmaschinen wählen wird, indem man nämlich unter den oben mit p_1 und p_2 bezeichneten Pressungen nicht den Druck im Verdampfer und Condensator, sondern die Pressungen im Cylinder beim Ansaugen und Hinausschieben versteht. Eigenthümlich wirkt der schädliche Raum; am Ende des Schubes ist derselbe mit Dampf vom höhern Drucke p_2 gefüllt; geht nun der Kolben vorwärts, so expandirt zunächst die Masse bis auf den Verdampferdruck p_1 oder richtiger etwas unter diesen Werth, bevor sich das Saugventil öffnet. Bei den sehr sorgfältig construirten Linde'schen Maschinen, bei denen der schädliche Raum ausserordentlich klein ist (kaum 0,01 des Raumes, den der Kolben pro Schub zurücklegt), ist doch der Kolbenweg vor dem Dampfeintritte nicht unbedeutend. Fig. 2 zeigt eine möglichst getreue Wiedergabe des Indicatordiagrammes

Fig. 2.



einer Linde'schen Maschine, AA ist die Nulllinie und BB die atmosphärische Linie. Da nun der Kolben nur während des Weges ab Dampf ansaugt, so tritt als erste Wirkung des schädlichen Raumes die hervor, dass der Kolben ein geringeres Gewicht G von Dampf und Flüssigkeit ansaugt, als die in § 3 entwickelten Formeln angeben.

Diese Grösse wird aber auch noch durch einen andern Umstand herabgezogen; obgleich die Temperaturdifferenzen, zwischen welchen diese Maschinen arbeiten, nach den obigen Rechnungen nur gering erscheinen, so ändern sich doch die Verhältnisse, wenn theilweise Ueberhitzung des Dampfes im Cylinder vorliegt. In diesem Falle tritt der Einfluss der Cylinderwandungen hervor, der wenigstens im Allgemeinen noch besprochen werden soll.

Da bei der Compression Temperaturerhöhung stattfindet, so wird die Cylinderwandung während derselben und auch während des Dampfaustrittes Wärme aufnehmen und bei der Expansion und während des Ansaugens an den Dampf abgeben. Von besonderem Einflusse wird der Wärmeaustausch beim Ansaugen sein; beim Beginn des Ansaugens findet der vom Verdampfer kommende Dampf im Cylinder am Ende der Expansion zwar Dampf von nahezu gleichem Drucke, aber wahrscheinlich von höherer Temperatur vor; durch das Mischen und die weitere Wärmemittheilung von Seiten der Wandung während des Ansaugens wird nun offenbar das Mischungsverhältniss von Dampf und Flüssigkeit geändert, in der Art, dass die specifische Dampfmenge x_1 am Ende des Ansaugens grösser ist, als die des vom Verdampfer kommenden Dampfes. Es liegt daher die Möglichkeit vor, dass der Dampf am Ende des Ansaugens schon etwas überhitzt ist; aber auch, wenn er nur trocken gesättigt (also $x_1 = 1$) sein sollte, wird doch, wie oben gezeigt wurde, Ammoniakdampf bei der Compression überhitzt und daher seine Temperatur eine höhere sein, als dem Sättigungsdrucke p_2 entspricht, daher durch diese Ueberhitzung der Wärmeaustausch zwischen Wandung und Dampf verstärkt werden.

Analytisch lassen sich die Vorgänge recht wohl verfolgen und zwar auf demselben Wege, den ich in neuerer Zeit bei Untersuchung der Heiss-Dampfmaschine bei Besprechung der elsässer Versuche angegeben habe.[1]) Ist Q_a die Wärmemenge, welche die Wandung beim Ansaugen an den eintretenden Dampf abgiebt, bezeichnen Q_b und Q_c die Wärmemengen, welche bei der Compression und dem Austritte von der Wandung aufgenommen werden und ist endlich Q_d die Wärme, welche die Wandung bei der Expansion an den im schädlichen Raume zurückgebliebenen Dampf abgiebt, so lassen sich diese Grössen mit den einzelnen Flächentheilen des Indicatordiagrammes in Beziehung setzen, wie ich am angegebenen Orte gezeigt habe; man stösst aber hier auf dieselben Schwierigkeiten bei Bestimmung des Zustandes der Mischung am Ende des Einströmens, weil der Zustand des im schädlichen Raume zurückgebliebenen Dampfes im Augenblicke der Eröffnung des Saugventiles unbekannt ist. Nach dem Gesagten unterlasse ich hier die Aufstellung der betreffenden Gleichungen, die in der Form mit den angezogenen im Allgemeinen übereinstimmen und sich erforderlichen Falles auf dem dort angegebenen Wege leicht entwickeln lassen.

1) Calorimetrische Untersuchung der Dampfmaschinen. Civilingenieur 1881, S. 385.

Es mag hier genügen, an der Hand eines Beispieles die Compressionserscheinungen etwas näher unter der Voraussetzung zu untersuchen, dass Ueberhitzung vorliegt. In dem am Schlusse von § 3 behandelten Beispiele einer mit Ammoniak arbeitenden Kalt-Dampfmaschine mit den Grenztemperaturen $t_1 = -15^0$ und $t_2 = 20^0$ wurde die specifische Dampfmenge am Ende des Ansaugens $x_1 = 0{,}90$ gesetzt und gefunden, dass am Ende der adiabatischen Compression die specifische Dampfmenge auf $x_2 = 0{,}9735$ stieg, also bei der Compression ein Verdampfen vorliegt. Wäre daher der Dampf anfangs trocken gesättigt, so würde er sich bei der Compression überhitzen; nehme ich zunächst allgemein an, der Dampf wäre schon anfangs überhitzt und habe die Temperatur t_x, so bestimmt sich bei der Compression vom Drucke p_1 auf den Druck p_2 die Temperatur t_y nach Gl. (27) des Anhanges, wenn dort $dQ = 0$ gesetzt wird:

$$\frac{T_y}{T_x} = \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^m.$$

Für die den angegebenen Grenztemperaturen des Ammoniaks im Verdampfer und Condensator entsprechenden Pressungen $p_1 = 2{,}2907$ und $p_2 = 8{,}5092$ ergiebt sich, weil für Ammoniak $m = 0{,}2442$ (siehe Anhang) ist:

$$T_y = 1{,}3778 \,.\, T_x.$$

Ist der Dampf im Anfange der Compression trocken gesättigt, so ist $T_x = T_1 = 258$ und daher $T_y = 355{,}5$ oder $t_y = 82{,}5^0$; man erkennt daraus, dass schon in diesem Falle die ziemlich bedeutende Ueberhitzung von $t_y - t_2 = 62{,}5^0$ vorliegt. Es wäre leicht, unter den gemachten Voraussetzungen und unter der Annahme, dass kein schädlicher Raum vorliegt und dass die Cylinderwandungen für Wärme unempfindlich wären, in gleicher Art, wie es in § 3 geschehen ist, unter Benutzung der im Anhange gegebenen Entwickelungen die Grundgleichungen für die Beurtheilung dieser mit Ueberhitzung arbeitenden Maschine aufzustellen; es soll das aber unterlassen werden, weil es zweckmässig erscheinen dürfte, zunächst einmal den Verlauf der Com-

pressionscurve an guten Indicatordiagrammen gründlicher Prüfung zu unterwerfen. Leider mangelt mir hierzu das Material; die wenigen Diagramme, die mir vorliegen, sind nicht genügend; sie zeigen aber solch regelmässigen Verlauf, dass man erwarten darf, man werde bei vollständigerem Versuchsmaterial aus dem Gange der Compressionscurve rückwärts auf den Zustand des Dampfes beim Beginn der Compression einen Schluss ziehen können. In dieser Beziehung liegen die Verhältnisse bei den Kalt-Dampfmaschinen weit günstiger, als bei den Heiss-Dampfmaschinen, da bei letzteren die Expansionscurve an die Stelle der Compressionscurve tritt, die Expansionscurve aber streng genommen nicht als sogenannte Gleichgewichtsdruckcurve angesehen werden kann.

Bei der Untersuchung der Compressionscurve könnte man vorerst jede der drei Hypothesen, die in der erwähnten Abhandlung[1]) besprochen worden sind, der Prüfung unterziehen; nach meiner vorläufigen Rechnung, an der Hand des unvollständigen Materiales, erscheint es erlaubt, zum Zwecke der Berechnung einer neuen Maschine den Verlauf nach der gleichseitigen Hyperbel, und zwar nach der Formel $(V_0 + V)p =$ Const. voraussetzen, wobei V_0 der schädliche Raum, V das Volumen ist, welches der Kolben bereits zurückgelegt hat, und p den Druck repräsentirt.

§ 5. Bemerkungen über die Berechnung neuer Maschinen.

Bei der Construction einer neuen Maschine ist die Wärmemenge Q_s als gegeben anzusehen, welche der Verdampfer der Salzlösung pro Secunde zu entziehen hat, man wählt dann die Grenztemperaturen t_1 und t_2 und die specifische Dampfmenge x_1 im Cylinder beim Beginn der Compression; da über den letzteren Werth z. Z. keinerlei Anhalten gegeben ist, so wird man ihn bis auf Weiteres so wählen, dass bei der Compression keine Ueberhitzung auftritt, also die specifische Dampfmenge x_2 am Ende der Compression $= 1$ oder wenig kleiner ist, zu welchem Zwecke Gl. (4) zu benutzen ist. Man verwendet nun zur Berechnung der Maschine die in § 3 abgeleiteten Formeln, aber unter der Berücksichtigung, dass dieselben sowohl für die Grösse des Arbeitscylinders, wie für die indicirte Arbeit Minimalwerthe ergeben, weil sie ohne jede Rücksicht auf Arbeitsverluste aufgestellt worden sind. So lange nun ausführliche Versuchsreihen nicht vorliegen, wird man am besten Gl. (26ᵃ) auf der rechten Seite mit einem gewissen Constructionscoëfficienten φ multipliciren, der solcher Art zu wählen ist, dass die Grösse des Cylinders derjenigen entspricht, wie sie sich bis jetzt bei guten Ausführungen bewährt hat. Es wäre demnach

$$\frac{F s n}{30} = \varphi \cdot \frac{Q_s}{\frac{r_1}{u_1}\left(1 - \frac{x_4}{x_1}\right)},$$

oder wenn man hier Gl. (21) benutzt und daselbst das Glied $A\sigma(p_2 - p_1)$ als sehr klein vernachlässigt,

$$\frac{F s n}{30} = \varphi \cdot \frac{Q_s}{\frac{r_1}{u_1} - \frac{q_2 - q_1}{x_1 u_1}} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (27)$$

Im gleichen Maasse erhöht sich auch die indicirte Arbeit der Kalt-Dampfmaschine, es ist daher nach Gl. (25), wenn man ebenfalls $x_4 r_1 = q_2 - q_1$ substituirt,

$$N = \varphi \cdot \frac{Q_s[(r_2 x_2 + q_2) - (r_1 x_1 + q_1)]}{75\, A(r_1 x_1 + q_1 - q_2)} \quad . \quad . \quad (28)$$

Die effective Arbeit N_e, welche der Betrieb der Maschine fordert, ist natürlich grösser. Da der Versuch einer Ermittelung des Verhältnisses der beiden Arbeitsquantitäten auf dem Rechnungswege zur Zeit völlig aussichtslos ist, so wird man bis auf Weiteres auch hier durch Einführung eines Correctionsfactors ψ den wirklichen Verhältnissen zu entsprechen suchen und setzen

$$N_e = \psi . N \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (29)$$

Nun kommt es im Weiteren noch darauf an, die Kühlwassermenge zu ermitteln, die pro Secunde oder stündlich durch den Condensator geführt werden muss. Durch Division der Gleichungen (22ᵃ) und (22ᵇ) erhält man

$$\frac{Q_2}{Q_1} = \frac{r_2 x_2}{r_1(x_1 - x_2)} = \frac{r_2 x_2}{r_1 x_1 + q_1 - q_2}.$$

Ist G_k das Gewicht der Kühlwassermenge pro Secunde, sind t' und t'' die Temperaturen desselben beim Ein- und Austritt und setzt man in vorstehendem Ausdrucke Q_s für Q_1, so folgt zur Berechnung von G_k

$$G_k(q'' - q') = \frac{r_2 x_2 Q_s}{r_1 x_1 + q_1 - q_2} \quad . \quad . \quad . \quad (30)$$

Man kann hier unbedenklich $q'' = t''$ und $q' = t'$ setzen; t' ist die Temperatur, welche das herbeikommende Kühlwasser besitzt; t'' die Temperatur, welche dasselbe beim Austritte aus dem Condensator hat und die ohngefähr 5^0 niedriger als die Temperatur t_2 im Condensator ist.

1) Civilingenieur 1881, S. 397.

Bis auf Weiteres dürfte, insbesondere für Eiserzeugung, $\varphi = \frac{4}{3}$ und $\psi = \frac{5}{4}$ anzunehmen sein; man erhält wenigstens bei deren Benutzung Resultate, die mit den Linde'schen Ausführungen gut übereinstimmen.

Handelt es sich beispielsweise um Berechnung einer mit Ammoniakdämpfen arbeitenden Kalt-Dampfmaschine, welche stündlich $E_h = 250^{kg}$ Eis erzeugen soll, sind hierbei die Grenztemperaturen $t_1 = -15^0$ und $t_2 = +20^0$ und setzt man $x_1 = 0{,}9$, so ist nach Gl. (4) und (21)

$$x_2 = 0{,}9735; \quad x_4 = 0{,}1126.$$

Da nach obigen Rechnungen 1^{kg} Eis den Entzug von 100 Calorien Wärme fordert, so ist

$$Q_s = \frac{100\, E_h}{3600} = \frac{250}{36}.$$

Die vorstehenden Gln. (27), (28) und (29) ergeben daher:

$$\frac{F s n}{30} = 0{,}01707^{cbm};$$

$$N = 7{,}704 \text{ und } N_e = 9{,}630 \text{ Pferdestärken.}$$

Macht die Maschine $n = 50$ Umdrehungen pro Minute, so folgt der Cylinderinhalt $0{,}0102^{cbm}$ oder rund 10 Liter.

Die Eismenge stündlich pro Pferdestärke (indicirt) ist daher $32{,}45^{kg}$ und pro Pferdestärke effectiv $25{,}96^{kg}$.

Aus Gl. (30) folgt (abgerundet):

$$G_k (t'' - t') = 80.$$

Für $t' = 10^0$ und $t'' = 15^0$ wäre daher die erforderlich Kühlwassermenge $G_k = 16^{kg}$ pro Secunde oder 57,6 Hektoliter stündlich. Der Werth ist sehr beträchtlich, lässt sich aber herabziehen, wenn man mit etwas höherem Drucke im Condensator, also mit höherer Temperatur t_2 daselbst arbeitet, weil sich in diesem Falle auch die Temperatur t'' erhöhen lässt.

Für die Heizfläche O_1 des Verdampfers dürfte nach Linde's Ausführungen etwa $O_1 = 3{,}6 \,.\, Q_s$ und für die Kühloberfläche O_2 des Condensators $O_2 = 2{,}9 \,.\, Q_s$ Quadratmeter zu setzen sein.

Anhang.

Verhalten der Ammoniakdämpfe.

Für die gesättigten Ammoniakdämpfe hat Regnault[1]), wie für eine ganze Reihe anderer Dämpfe die Beziehung zwischen Druck p und Temperatur t (Celsius) durch Beobachtungen ermittelt und dann speciell für Ammoniakdampf gezeigt, dass sich die Versuchswerthe mit grosser Schärfe durch eine empirische Formel von der Form

$$\log p = a + b\, \alpha^{c+t} \quad \ldots\ldots \quad (1)$$

wieder geben lassen. Hierbei sind a, b, c, α constante Grössen, welche Regnault aus den folgenden drei Beobachtungswerthen unter der Voraussetzung ermittelt, dass der Brigg'sche Logarithmus benutzt und p in Millimeter-Quecksilbersäule gemessen wird:

$$t_1 = -31{,}0^0 \qquad p_1 = 834{,}86^{mm},$$
$$t_2 = +\ 1{,}0^0 \qquad p_2 = 3321{,}34^{mm},$$
$$t_3 = +33{,}0^0 \qquad p_3 = 9651{,}90^{mm}.$$

Da sich beim Nachrechnen der von Regnault angegebenen Constanten kleine Abweichungen herausstellten und sich in Regnault's Tabelle gerade der der Temperatur 0° entsprechende Werth des Druckes, wohl infolge eines Rechen- oder Schreibfehlers, falsch (3162,87 statt $3197{,}63^{mm}$) herausstellte, so habe ich die Constanten von Neuem bestimmt und gefunden:

$$a = 5{,}5582655,$$
$$b = -2{,}6366518, \qquad \log b = 0{,}4210528,$$
$$c = 31,$$
$$\log \alpha = -0{,}0035023.$$

Es bestimmt sich dann[1]) das zweite Glied der Gl. (1) nach der Formel

$$\log (b\, \alpha^{c+t}) = 0{,}3124815 - 0{,}0035023\, t$$

und hiernach wurden in der unten am Schlusse angegebenen Tabelle für die in Columne 1 bezeichneten Temperaturen die in Columne 3 angegebenen Werthe der Pressungen berechnet. Die in Columne 2 aufgeführten Werthe der absoluten Temperatur sind durch die bekannte Relation $T = 273 + t$ bestimmt.

Bemerkenswerth ist, dass sich Gl. (1) umkehren lässt, so dass sich aus dem Drucke die Temperatur ermittelt.

Setzt man nämlich $a = \log p_0$, also $p_0 = 361630{,}83^{mm}$, so folgt

$$t = 89{,}222 - 285{,}5266 \log \left(\log \frac{p_0}{p} \right) \quad \ldots \quad (2)$$

unter log. immer den Brigg'schen Logarithmus verstanden.

1) Regnault, Relation des expériences etc. Tome II, p. 596 und 601.

1) Grundzüge der mechanischen Wärmetheorie. 2. Auflage. Leipzig 1866. S. 253. Neuer Abdruck 1877, S. 253.

Durch Differentiation[1]) der Gl. (1) und unter Benutzung der angegebenen Constanten erhält man dann weiter die Formel:

$$log\left(\frac{dp}{p\,dt}\right) = -1{,}4187347 - 0{,}0035023\,t,$$

nach welcher Columne 4 der Tabelle berechnet ist. Aus den Werthen dieser Columne bestimmen sich dann nach der in der Ueberschrift der Columne 5 angegebenen Formel die Werthe $r:u$ für die verschiedenen Temperaturen. Es bedeutet dabei r die latente Wärme (Verdampfungswärme), u die Differenz zwischen dem specifischen Volumen des gesättigten Dampfes und dem der Flüssigkeit bei gleicher Temperatur und A hat den Werth $1:424$. In der Formel selbst ist dann natürlich der Druck p in Kilogrammen pro Quadratmeter statt in Millimeter-Quecksilbersäule angenommen worden.

Hiermit sind denn nun diejenigen Grössen ermittelt, die sich nach den Lehren der mechanischen Wärmetheorie aus der Beziehung zwischen Druck und Temperatur der gesättigten Dämpfe allein ableiten lassen. Die Verwerthung der Sätze der Thermodynamik in der Theorie der Dampfmaschine (Heiss- und Kalt-Dampfmaschine) erfordert aber noch die Kenntniss anderer Grössen, insbesondere der Wärmequantitäten, die zur Erzeugung gesättigter Dämpfe von bestimmter Temperatur erforderlich sind. Alle hierauf bezüglichen bekannten Grössen verdanken wir ausschliesslich Regnault; die Zahl der untersuchten Dämpfe ist aber leider eine geringe, so dass ich die Berechnung von Tabellen (Grundzüge etc., Anhang) auf die Dämpfe von Wasser, Aether, Alkohol, Aceton, Chloroform, Chlorkohlenstoff und Schwefelkohlenstoff beschränken musste.

Es fehlen daher gerade die Dämpfe von Ammoniak, schwefliger Säure, Methyläther, Chlormethyl und Kohlensäure, die in neuerer Zeit bei den Maschinen zur Kälteerzeugung eine so hervorragende Rolle spielen, während sich unter den vorher genannten Dämpfen solche befinden, welche technisch (in mechanischer Richtung) noch keinerlei Bedeutung gewonnen haben.

Erinnere ich nun fernerhin daran, dass die Untersuchungen Regnault's bezüglich der zuerst aufgeführten Dämpfe sich nur auf den Sättigungszustand beziehen und ausgedehnte Versuche über das Verhalten der überhitzten Dämpfe, einige wichtige experimentelle Untersuchungen Hirn's über überhitzte Wasserdämpfe abgerechnet, nicht vorliegen, während doch wiederum diese Dämpfe bei den Heiss-Dampfmaschinen ausgedehnte Benutzung finden, so ist es erklärlich, dass man in der Maschinentheorie bei jedem Schritte auf Schwierigkeiten stösst und dass sich im Hinblick auf die staunenswerthen Fortschritte des Dampfmaschinenbaues bei Einzelnen die Meinung bilden kann, die Theorie folge der Praxis schwerfällig nach. Die Schwierigkeiten entspringen aber bei der hohen Ausbildung der mechanischen Wärmetheorie nur dem Umstande, dass uns bezüglich der Dämpfe noch eine Reihe wichtiger physikalischer Constanten unbekannt sind, weil leider die schönen Versuche Regnault's nicht fortgesetzt wurden, insbesondere aber, weil es noch nicht gelungen ist, die Zustandsgleichung, d. h. die zwischen dem specifischen Volumen v, dem specifischen Drucke p und der Temperatur t bestehende Beziehung aufzustellen.

Man kann aber in der Maschinentheorie, die mit den Fortschritten der praktischen Ausführungen doch mindestens gleichen Schritt halten soll, nicht zuwarten und muss daher zu Hypothesen und zur Aufstellung von empirischen Formeln und Näherungsausdrücken schreiten, durch welche wenigstens alle bereits bekannten Eigenschaften des betreffenden Körpers wiedergegeben werden.

Als erste (und roheste) Annäherung gilt als Zustandsgleichung der Gase (der überhitzten Dämpfe) das Mariotte-Gay-Lussac'sche Gesetz $pv = BT$, wobei B eine dem betreffenden Gase entsprechende Constante und $T = a + t$, unter $a = 273$ den reciproken Werth des Ausdehnungscoëfficienten eines vollkommenen Gases verstanden, ist. Nun weichen aber die Dämpfe um so mehr von dem genannten Gesetze ab, je näher sie dem Condensationspunkte rücken und gerade in der Nähe desselben, wenn nicht im gesättigten Zustande selbst, benutzen wir die Dämpfe in den Maschinen.

Ich habe aber gezeigt[1]), dass als zweite Näherung für überhitzte Wasserdämpfe, und zwar bis zum Sättigungszustande hin, die Gleichung:

$$pv = BT - Cp^n \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (3)$$

unter C und n weiter von mir bestimmte Constanten verstanden, alles wiederspiegelt, was für Wasserdämpfe im überhitzten Zustande bis jetzt bekannt ist und das genügt für technische Untersuchungen vorläufig vollkommen; die Gleichung hat zugleich den Werth, der nicht zu unterschätzen ist, dass sich aus derselben das

1) Vergl. Grundzüge u. s. w., S. 257.

1) Theorie der überhitzten Wasserdämpfe. Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure, Bd. XI, S. 1. — Grundzüge u. s. w. Neuer Abdruck 1877, S. 545.

specifische Volumen (Volumen der Gewichtseinheit) des Dampfes mit Leichtigkeit berechnet.

Von meiner Gleichung ausgehend, hat nun in neuerer Zeit Ledoux[1]) auf Grund von Regnault's Versuchswerthen die Constanten auch für die Dämpfe von Ammoniak und schwefliger Säure berechnet und Tabellen in derselben Form gegeben, wie ich sie in meinen Schriften aufgestellt habe. Obgleich mit den Untersuchungen von Ledoux einverstanden, habe ich doch speciell für gesättigte Ammoniakdämpfe im Folgenden eine neue und vollständigere Tabelle berechnet und die bezeichneten Constanten in einer den Versuchen Regnault's schärfer entsprechenden Weise bestimmt; zugleich aber auch die Ableitung meiner Zustandsgleichung in allgemeinerer Weise wiederholt.

Die Zustandsgleichung der Gase (überhitzten Dämpfe, im Grunde genommen aller Körper) lässt sich auf die Form

$$pv = BT - P \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (4)$$

bringen, wenn man unter B eine constante Grösse und unter P eine noch näher zu bestimmende Function von p und v versteht. Bei Dämpfen ist P numerisch immer klein gegen BT, aber doch nicht so klein, dass man es, wie es bei vollkommenen Gasen erlaubt ist, unberücksichtigt lassen dürfte. Setzt man nun (unter Berücksichtigung, dass $dT = dt$ ist)

$$\left(\frac{dt}{dp}\right) = x \text{ und } \left(\frac{dt}{dv}\right) = y,$$

so folgt aus Gl. (4), wenn man nach p und v differentiirt:

$$Bx = v + \left(\frac{dP}{dp}\right) \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (5)$$

und

$$By = p + \left(\frac{dP}{dv}\right) \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (6)$$

Nun sind aber die allgemeinen Gleichungen der mechanischen Wärmetheorie[2]), unter der Voraussetzung, dass keine Aenderung des Aggregatzustandes stattfindet, unter Benutzung vorstehender Bezeichnungen und wenn c_p die specifische Wärme bei constantem Drucke, c_v die bei constantem Volumen bezeichnet, welche Werthe übrigens zunächst auch noch allgemein als Functionen von p und v angesehen werden:

$$\frac{d(y c_p)}{dp} - \frac{d(x c_v)}{dv} = A \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (I)$$

$$(c_p - c_v) xy = AT \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (II)$$

1) Ledoux, Théorie des machines à froid. Paris. Dunod. 1878. S. 56 und S. 86.

2) Grundzüge u. s. w. II. Auflage 1866, S. 543. Neuer Abdruck 1877, S. 519.

Die Wärmemenge dQ für eine unendlich kleine Zustandsänderung ist hierbei nach einer der drei identischen Gleichungen

$$dQ = c_v x\,dp + c_p y\,dv \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (\text{III}^a)$$

$$dQ = c_v\,dt + \frac{AT}{x} dv \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (\text{III}^b)$$

$$dQ = c_p\,dt - \frac{AT}{y} dp \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (\text{III}^c)$$

zu ermitteln.

Ist fernerhin α_p der Ausdehnungscoëfficient des Gases bei constantem Drucke und α_v der bei constantem Volumen, die beide als variabel und ebenfalls als Functionen von p und v anzusehen sind und führe ich die reciproken Werthe:

$$a_p = \frac{1}{\alpha_p} \text{ und } a_v = \frac{1}{\alpha_v} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (7)$$

ein, so gelten endlich noch die Beziehungen[1]):

$$vy = a_p + t \text{ und } px = a_v + t \quad . \quad . \quad . \quad (\text{IV})$$

In die vorstehenden Hauptgleichungen wären nun die aus Gl. (5) und (6) hervorgegangenen Werthe von x und y zu substituiren. Wegen der unbekannten Form der Function P in Gl. (4) führt aber diese Substitution zu weiteren allgemeinen Ausdrücken, die eine directe Verwerthung noch nicht zulassen.

Ich stelle daher die Hypothese auf, dass bei Dämpfen und zwar innerhalb der Druck- und Temperaturgrenzen, in denen sie in der Technik Gebrauch finden, das Correctionsglied P nur als eine Function von p angenommen werden dürfe, ohne aber über die Form derselben zunächst eine weitere Annahme zu machen.

In diesem Falle verwandelt sich Gl. (6) in die einfache Form $By = p$, während Gl. (5) unverändert bleibt und aus der Substitution in (IV) folgt

$$pv = B(a_p + t) \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (8)$$

sowie

$$pv = B(a_v + t) - p\frac{dP}{dp} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (9)$$

oder die Zustandsgleichung (4) benutzt:

$$B(a - a_p) = P \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (10)$$

und

$$B(a - a_v) = P - p\frac{dP}{dp} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (11)$$

woraus folgt, dass nach unserer Hypothese sich beide Ausdehnungscoëfficienten als Functionen von p allein

1) Grundzüge u. s. w. Neuer Abdruck 1877, S. 562.

herausstellen und sich leicht berechnen lassen, sobald die Form der Function $P = F(p)$ bekannt ist.

Benutzt man vorstehende Formeln in Gl. (II), so ergiebt sich, wie man leicht verfolgen kann, die einfache Beziehung

$$\frac{c_p - c_v}{AB} = \frac{a + t}{a_v + t} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (12)$$

wonach die Differenz $(c_p - c_v)$ als Function von p und v erscheint; für ein vollkommenes Gas tritt sogleich die bekannte Beziehung $c_p - c_v = AB$ hervor.

Die Benutzung vorstehender Formeln in Gl. (I) führt zunächst, wo c_p und c_v noch als unbekannte Functionen von p und v angesehen werden, nicht zu einfachern Ausdrücken, dagegen führt die Gleichung (III[c]), wenn man $By = p$ substituirt, zu der Formel:

$$dQ = c_p\, dt - AB\, T \frac{dp}{p} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (13)$$

und aus derselben lässt sich noch eine andere sehr wichtige Formel ableiten.

Bezeichne ich, wie in meinem Buche „Grundzüge u. s. w.“ mit dU die Zunahme der innern Arbeit, so ist allgemein auch

$$dQ = A\, dU + Ap\, dv$$

und daher die in Wärme gemessene Veränderung der inneren Arbeit aus der Verbindung mit der vorhergehenden Formel

$$A\, dU = c_p\, dt - AB\, T \frac{dp}{p} - Ap\, dv \quad . \quad . \quad (14)$$

Nun schreibt sich aber

$$p\, dv = d(pv) - pv \frac{dp}{p} = B\, dt - B\, T \frac{dp}{p} - dP + P \frac{dp}{p},$$

wenn man die Zustandsgleichung (4) benutzt.

Daher folgt aus Gl. (14) nach einfacher Reduction

$$A\, dU = (c_p - AB)\, dt + Ap\, d\left(\frac{P}{p}\right) \quad . \quad . \quad (15)$$

oder wenn man nach Gl. (4) die Temperatur eliminirt

$$dU = \frac{(c_p - AB)}{AB} \cdot d(pv) + \frac{c_p}{AB} dP - P \frac{dp}{p} \quad . \quad (15^a)$$

Denkt man sich Gl. (15), die integrabel ist, integrirt und bei dem vorliegenden überhitzten Dampfe bei Bestimmung der Integrationsconstanten als Ausgangspunkt die Gewichtseinheit Flüssigkeit von 0^0 Temperatur angenommen, so stellt das Integral das dar, was ich die Dampfwärme J genannt habe, d. h. den Mehrbetrag der Wärme im Dampfe verglichen mit derjenigen, die in der Gewichtseinheit Flüssigkeit von 0^0 enthalten ist.

Stellt man sich nun vor, dieser Dampf vom gegebenen Drucke p und der Temperatur t und dem Volumen v sei aus dieser Flüssigkeit unter constantem Drucke erzeugt worden, so ist, wenn das specifische Volumen der Flüssigkeit mit σ bezeichnet wird, die bei der Bildung des Dampfes in Arbeit verwandelte Wärme $Ap(v - \sigma)$ und daher die gesammte Wärmemenge, welche zuzuführen war und die mit λ bezeichnet werden mag,

$$\lambda = J + Ap(v - \sigma).$$

Geht man wieder zum Differential über, ersetzt man dJ durch Gl. (15), pv durch Gl. (4) und nimmt man σ als constant an, so findet sich:

$$d\lambda = c_p\, dt - A\left(\frac{P}{p} + \sigma\right) dp \quad . \quad . \quad . \quad (16)$$

Denkt man (vorstehende Gleichung gilt für jeden Grad der Ueberhitzung) an den Sättigungszustand, so ist λ nach Regnault die Gesammtwärme des Dampfes bei dem betreffenden Drucke und der zugehörigen Temperatur; sie setzt sich zusammen aus der Flüssigkeitswärme q, d. h. der Wärmemenge, welcher der Gewichtseinheit Flüssigkeit zuzuführen ist, um sie erst von 0^0 auf t^0 zu erwärmen und dann aus der latenten Wärme r, derjenigen Wärme, die erforderlich ist, um nun die Flüssigkeit von t^0 bei constantem Drucke vollständig in gesättigten Dampf zu verwandeln. Aus der Gleichung $\lambda = q + r$ folgt nun aber für gesättigte Dämpfe unter der Beachtung, dass $\frac{dq}{dt}$ nichts anderes, als die specifische Wärme der Flüssigkeit ist, die mit c bezeichnet werden mag,

$$\frac{d\lambda}{dt} = c + \frac{dr}{dt}.$$

Andererseits giebt Gl. (16) für gesättigte Dämpfe, wenn man nach Gl. (4) $P = B\, T - pv$ und überdies $u = v - \sigma$ substituirt,

$$\frac{d\lambda}{dt} = c_p + Au \frac{dp}{dt} - AB\, T \frac{dp}{p\, dt}.$$

Verbindet man die beiden letzten Formeln und berücksichtigt man die bereits erwähnte Beziehung aus der mechanischen Wärmetheorie

$$\frac{r}{u} = A\, T \frac{dp}{dt},$$

so folgt für die specifische Wärme der Flüssigkeit

$$c = c_p + \frac{r}{T} - \frac{dr}{dt} - AB\, T \frac{dp}{p\, dt} \quad . \quad . \quad (17)$$

Die vorstehenden Untersuchungen mögen nun Verwendung finden, die Ammoniakdämpfe auf ihr weiteres Verhalten zu prüfen.

Leider sind aber für dieselben nur wenige der wichtigsten physikalischen Constanten bekannt.

Bei atmosphärischem Drucke, der im Folgenden mit p_0 bezeichnet werden mag ($p_0 = 10333^{kg}$) und bei 0^0 Temperatur wird das specifische Gewicht $\gamma_0 = 0{,}7655$ [1]) angegeben, es wäre daher das specifische Volumen $v_0 = \frac{1}{\gamma_0} = 1{,}3063$ und daher bei 0^0 und atmosphärischem Druck

$$p_0 v_0 = 13498 \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (18)$$

und daher auch nach Gl. (8), wenn a_p den reciproken Werth des Ausdehnungscoëfficienten α_p für atmosphärischen Druck darstellt,

$$B\,a_p = 13498.$$

Nun hat Regnault für eine Anzahl von Gasen den Ausdehnungscoëfficienten für atmosphärischen Druck ermittelt, leider aber gerade nicht für das so wichtige Ammoniakgas. Es bleibt daher nichts übrig, als auf die Grösse desselben mit Berücksichtigung der Versuchsergebnisse für andere Dämpfe zu schliessen. Ledoux setzt $\alpha_p = 0{,}00390$ und ich glaube auch, dass dieser Werth wenig vom richtigen Werthe abweichen dürfte; es folgt daher der reciproke Werth (für atmosphärischen Druck) $a_p = 256{,}41$ und daher

$$B = 52{,}642.$$

Der dem atmosphärischen Druck entsprechende Werth von P der Zustandsgleichung (4), der mit P_0 bezeichnet werden mag, ist daher nach Gl. (10)

$$P_0 = B\,(a - a_p) = 873.$$

Nun ist weiterhin das relative Gewicht des flüssigen Ammoniaks gegen Wasser 0,6234 (Jolly), hieraus bestimmt sich das specifische Volumen des flüssigen Ammoniaks, das als eine Constante angesehen wird:

$$\sigma = 0{,}0016.$$

Fernerhin fand Regnault die specifische Wärme bei constantem Drucke, die wir ebenfalls innerhalb der in der Technik vorkommenden Druck- und Temperaturverhältnisse als constant annehmen:

$$c_p = 0{,}50836.$$

Endlich liegt zuletzt noch eine Versuchsreihe von Regnault über Compression von Ammoniakdämpfen vor.[2])

1) v. Fehling, Neues Handwörterbuch der Chemie. 1871. Bd. I, S. 384.

2) Regnault, Relation etc. Tome II, p. 252.

Regnault hat Ammoniakgas bei constanter Temperatur $t = 8{,}1^0$ C. comprimirt, und zwar vom Drucke $668{,}93$ bis $1435{,}33^{mm}$ Quecksilber, hierbei für eine Reihe von Zwischenwerthen des Druckes das Volumen V (nach einer beliebigen Maasseinheit) beobachtet und dann die Producte $p\,V$ berechnet. Er findet so für den erstern der beiden vorstehend angegebenen Drücke $p\,V = 56325$ und für den letztern $p\,V = 55243$, also mit dem Drucke abnehmend, woraus eben zu schliessen ist, dass das Ammoniakgas nicht dem Mariotte-Gay-Lussac'schen Gesetze folgt.

Aus der von Regnault gegebenen Zahlenreihe bestimmt sich für seine Versuche für den atmosphärischen Druck $p_0 = 760^{mm}$ durch Interpolation $p_0\,V = 56198$. Aus Gl. (8) folgt aber für $t = 8{,}1^0$, wenn man die für a_p und B gefundenen Werthe, sowie $p_0 = 10333$ substituirt,

$$p_0\,v = 13924.$$

Dividirt man mit diesem Werthe in den vorhergehenden, so erhält man das Gewicht G des Ammoniakdampfes, welches den von Regnault angegebenen Relativwerthen $p\,V$ entspricht:

$$G = \frac{V}{v} = 4{,}0360.$$

Dividirt man mit G in alle von Regnault gegebenen Werthe von $p\,V$, so folgt für jede einzelne Pressung: pv und dann nach Gl. (4) der numerische Werth des Correctionsgliedes P

$$P = B\,T - \frac{p\,V}{G} = 14798 - 0{,}24777\,.\,p\,V.$$

Die folgende Zusammenstellung enthält in der ersten und zweiten Columne einen Auszug aus Regnault's Versuchsreihe, die dritte Columne giebt pv und die vierte Columne den zugehörigen Werth von P.

Nr.	p Millimeter Quecksilber.	$p\,V$	Berechnet: pv (Für $t = 8.1^0$)	Berechnet: $P = F(p)$
1	668,93	56325	13956	842
2	703,53	56282	13945	853
3	882,98	56022	13880	918
4	1092,53	55715	13804	994
5	1435,33	55243	13687	1111

Aus dieser Tabelle ersieht man nun, wie die Function P mit dem Drucke p sich ändert und die weitere Prüfung zeigt, dass man in der That, wie es von Ledoux geschehen ist, mit befriedigender Uebermittlung die Function durch die Form

$$P = Cp^n$$

ersetzen kann, also auch für **überhitzte Ammoniakdämpfe** die oben erwähnte Gleichung (3), welche ich für überhitzte Wasserdämpfe aufgestellt habe, bis auf Weiteres anwenden kann.

Man erhält gute Uebereinstimmung, wenn man, vorausgesetzt, p sei in Kilogramm pro Quadratmeter gegeben: $n = 0{,}3655$, $C = 29{,}783$ setzt; da überdies $B = 52{,}642$ war, so lässt sich nun aus der Gleichung (3)

$$pv = BT - Cp^n$$

eine der drei Grössen p, v oder T berechnen, wenn zwei davon gegeben sind.

Ich wende nun die Formel sofort auf Untersuchung der **gesättigten** Ammoniakdämpfe an.

Wegen $v - \sigma = u$ folgt die äussere latente Wärme Apu, d. h. die Wärmemenge, welche bei der Bildung des Dampfes unter constantem Drucke in Arbeit verwandelt wird, nach vorstehender Gleichung

$$Apu = ABT - ACp^n + Ap\sigma \quad . \quad . \quad . \quad (18^a)$$

Nach dieser Formel berechnen sich folgende Werthe, wenn man die in Columne (3) der unten stehenden Tabelle angegebenen Werthe von p für die angenommenen Temperaturen benutzt:

$t =$	-30^0	-15^0	0^0	$+15^0$	$+30^0$
$Apu =$	27,955	29,154	30,248	31,236	32,118

und diese **fünf** Werthe werden durch die empirische Formel:

$$Apu = 30{,}248 + 0{,}06938\,t - 0{,}000235\,t^2 \quad . \quad . \quad (18)$$

genau wiedergegeben. Nach dieser Formel ist Columne 7 (Tabelle am Schlusse) berechnet und dann ermittelten sich die Werthe von u, $v = u + \sigma$, sowie $\gamma = \frac{1}{v}$ in den Columnen 12, 13 und 14.

Mit Hülfe der in Columne 5 gegebenen Werthe berechnet sich dann die latente Wärme r für

$t =$	-30^0	-15^0	0^0	$+15^0$	$+30^0$
$r =$	329,913	323,681	314,865	303,933	291,331

und diese Werthe giebt die empirische Formel:

$$r = 314{,}865 - 0{,}64303\,t - 0{,}004714\,t^2 \quad . \quad . \quad (19)$$

mit grosser Genauigkeit wieder.

Für die innere latente Wärme $\varrho = r - Apu$ findet sich hierauf:

$$\varrho = 284{,}617 - 0{,}71241\,t - 0{,}004479\,t^2 \quad . \quad . \quad (20)$$

Nach diesen Formeln sind die Werthe der Columnen 8, 9 und 10 berechnet. Endlich habe ich nach Gl. (17) für die vorhin angegebenen Temperaturwerthe auch die specifische Wärme c des flüssigen Ammoniaks berechnet und fand, dass sich die Rechnungswerthe genau genug durch die Formel

$$c = 1{,}01235 + 0{,}008378\,t \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (21)$$

wiedergeben lassen. Merkwürdig ist es, worauf auch schon **Ledoux** aufmerksam machte, dass die specifische Wärme des flüssigen Ammoniaks nahezu mit der des Wassers übereinstimmt, sich aber rascher mit der Temperatur ändert. Man erhält nun sogleich die Flüssigkeitswärme:

$$q = \int_0^t c\,dt = 1{,}01235\,t + 0{,}004189\,t^2 \quad . \quad . \quad (22)$$

und endlich die Function τ:

$$\tau = \int_0^t \frac{c\,dt}{T} = 7{,}15118 + 0{,}008378\,t - 2{,}93543\,log_{10}\,T \; . \quad (23)$$

Was nun weiterhin das Verhalten der Ammoniakdämpfe im **überhitzten Zustande** (als Gas) betrifft, so geben die obigen Entwickelungen noch zu folgenden Bemerkungen Anlass.

Aus $P = Cp^n$ folgt: $p\frac{dP}{dp} = nCp^n$ und daher bestimmen sich nach Gl. (10) und (11) die reciproken Werthe der beiden Ausdehnungscoëfficienten

$$a_p = a - \frac{C}{B}p^n \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (24)$$

$$a_v = a - (1-n)\frac{C}{B}p^n \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (25)$$

Die Ausdehnungscoëfficienten α_p und α_v sind also grösser, als $\alpha = \frac{1}{a} = 0{,}003665$ für ein vollkommenes Gas; sie sind verschieden ($\alpha_p > \alpha_v$) und nehmen mit dem Drucke zu, was **Regnault** für andere Dämpfe, und selbst für permanente Gase gefunden hat.

Aus Gl. (12) folgt, wie sich leicht nachrechnet:

$$\frac{c_p - c_v}{AB} = \frac{BT}{BT - (1-n)Cp^n} \quad . \quad . \quad . \quad (26)$$

$$= \frac{pv + Cp^n}{pv + nCp^n},$$

woraus sich, da c_p constant vorausgesetzt wurde, der variable Werth c_v berechnen lässt.

Setzt man fernerhin

$$\frac{AB}{c_p} = m,$$

oder, die oben gegebenen Werthe benutzt: $m = 0{,}2442$, so schreibt sich Gl. (13)

$$dQ = c_p\left(dt - mT\frac{dp}{p}\right) \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (27)$$

und Gl. (15ª) giebt allgemein für die Zunahme der inneren Arbeit

$$dU = \frac{1-m}{m}\,d(pv) + \frac{n-m}{mn}\,d(Cp^n) \quad . \quad . \quad (28)$$

Mit Hülfe dieser beiden Formeln in Verbindung mit der allgemeinen Gleichung

$$dQ = A\,dU + A\,p\,dv$$

lösen sich nun alle Aufgaben.

Speciell für überhitzte Wasserdämpfe gestalten sich die Verhältnisse dadurch einfacher, dass $m = n = 0{,}25$ sich herausstellt, dadurch fällt in Gl. (28) das zweite Glied rechts weg und es lassen sich dann auch noch die Grundgleichungen (IIIª) und (IIIᵇ) auf einfachere Form bringen.

Setzt man in der Zustandsgleichung Gl. (3) die Temperatur T constant, so hat man die Gleichung der isothermischen Curve; setzt man $U = \text{Const.}$, also die rechte Seite der Gl. (28) der Null gleich und integrirt, so erhält man die Gleichung der isodynamischen Curve (die bei Wasserdampf eine gleichseitige Hyperbel ist). Die adiabatische Curve ergiebt sich für $dQ = 0$, wonach aus Gl. (27)

$$\frac{T}{p^m} = \text{constant}$$

folgt; setze ich diese Constante, die sich aus dem Anfangszustande berechnet, C_1, so folgt

$$T = C_1 p^m$$

und daher die Gleichung der adiabatischen Linie der Ammoniakdämpfe

$$pv = BC_1p^m - Cp^n \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (29)$$

welche Formel für Wasserdämpfe, bei denen $m = n$ ist, sich in die einfachere Form

$$pv^k = \text{constant}$$

verwandelt, in welcher ich sie (a. a. O.) gegeben habe.

Es brauchte wohl kaum wiederholt zu werden, dass alle im Vorstehenden für Ammoniakdämpfe angegebenen Constanten und empirischen Formeln nur so lange in Anwendung kommen sollen, bis durch genauere experimentelle Untersuchungen des Verhaltens dieser Dämpfe schärfere Grundlagen gegeben worden sind. Es kann nicht nur gegen die fast willkürliche Wahl des Ausdehnungscoëfficienten des Ammoniakgases, sondern auch dagegen ein Einwurf erhoben werden, dass der einzigen Versuchsreihe Regnault's über Compression des Ammoniakgases allzu grosses Gewicht beigelegt worden ist. Zu unserem speciellen Zweck der Untersuchung der mit Ammoniakdämpfen arbeitenden Kalt-Dampfmaschinen dürfen aber die gefundenen Formeln bis auf Weiteres genügen.

Von denselben Grundlagen ausgehend, hat, wie bereits erwähnt, auch Ledoux für diese Dämpfe die Constanten meiner Zustandsgleichung bestimmt und gewinnt, auf anderem Wege entwickelt, Resultate, die wenig von meinen Rechnungsergebnissen abweichen.

Ledoux hat aber (a. a. O.) auf demselben Wege auch die Dämpfe der schwefligen Säure untersucht und eine Tabelle für dieselben berechnet. Hier hat jedoch Ledoux übersehen, dass uns zur Bestimmung der Constanten der Zustandsgleichung ein weit einfacherer Weg offen steht, der auch zu zuverlässigeren Resultaten führt, weil die erforderlichen physikalischen Constanten mit grösserem Vertrauen aufgenommen werden dürfen.

Regnault giebt nämlich für den Ausdehnungscoëfficienten bei constantem Drucke für die überhitzten Dämpfe der schwefligen Säure (den auch Ledoux benutzt) $\alpha_p = 0{,}0039028$, überdies aber auch den Ausdehnungscoëfficienten bei constantem Volumen $\alpha_v = 0{,}0038453$; hieraus bestimmen sich die reciproken Werthe $a_p = 256{,}226$ und $a_v = 260{,}058$.

Verbindet man nun die beiden oben gegebenen Gleichungen (24) und (25), so ergiebt sich ohne Weiteres zur Berechnung des Exponenten n die einfache Formel

$$n = \frac{a_v - a_p}{a - a_p} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (30)$$

und hiernach für schweflige Säure $n = 0{,}2284$. Ledoux findet, indem er auf die offenbar weniger zuverlässigen Compressionsversuche Regnault's zurückgreift, $n = 0{,}44487$, ein Werth, der sicher zu gross ist, da sich mit Hülfe desselben aus vorstehender Formel rückwärts $\alpha_v = 0{,}0037923$ berechnet und hier die Abweichung vom Werthe α_v nach Regnault's Versuchen doch zu bedeutend erscheint.

Setze ich fernerhin nach Buff das relative Gewicht ε des Gases der schwefligen Säure zur atmosphärischen Luft bei 0^0 und atmosphärischer Pressung ($p_0 = 10333$), $\varepsilon = 2{,}2277$, so berechnet sich das specifische Volumen $v_0 = 0{,}3471$, daher $p_0 v_0 = 3586{,}58$ und weiter

$$B = \frac{p_0 v_0}{c_p} = 13{,}998.$$

Gesättigte Dämpfe von Ammoniak.

1 Temperatur Celsius t	2 Absolute Temperatur T	3 Dampfspannung in Mm. Quecksilber p	4 $\frac{dp}{p\,dt}$	5 $\frac{r}{u} = AT\frac{dp}{dt}$	6 Flüssigkeitswärme q	7 Aeussere latente Wärme Apu	8 Innere latente Wärme ϱ	9 Latente Wärme r	10 $\frac{r}{T}$	11 $\tau = \int_0^t \frac{dq}{T}$	12 u	13 Specifisches Volumen $v = u + \sigma$ ($\sigma = 0{,}0016$)	14 Specifisches Gewicht γ	15 Temperatur Celsius t
— 40°	233	528,62	0,052645	207,92	— 39,792	27,097	305,94	333,04	1,4293	— 0,13315	1,5986	1,6002	0,625	— 40°
— 35	238	684,19	0,050564	264,02	— 30,301	27,532	304,07	331,60	1,3932	— 0,11832	1,2549	1,2565	0,796	— 35
— 30	243	876,58	0,048566	331,72	— 26,600	27,955	301,96	329,91	1,3576	— 0,10294	0,9945	0,9961	1,004	— 30
— 25	248	1112,12	0,046647	412,55	— 22,691	28,367	299,62	327,99	1,3225	— 0,08701	0,7954	0,7970	1,255	— 25
— 20	253	1397,75	0,044803	508,05	— 18,571	28,766	297,07	325,84	1,2849	— 0,07057	0,6418	0,6434	1,554	— 20
— 15	258	1740,94	0,043032	619,80	— 14,243	29,154	294,30	323,45	1,2536	— 0,05363	0,5222	0,5238	1,909	— 15
— 10	263	2149,67	0,041332	749,31	— 9,705	29,531	291,29	320,82	1,2198	— 0,03621	0,4284	0,4300	2,325	— 10
— 5	268	2632,32	0,039699	898,04	— 4,957	29,895	288,07	317,96	1,1864	— 0,01833	0,3542	0,3558	2,811	— 5
0	273	3197,63	0,038130	1067,34	0,000	30,248	284,61	314,86	1,1533	0,00000	0,2950	0,2966	3,371	0
+ 5	278	3854,60	0,036623	1258,42	+ 5,166	30,589	280,94	311,53	1,1206	+ 0,01875	0,2475	0,2491	4,014	+ 5
+ 10	283	4612,36	0,035175	1472,31	+ 10,542	30,918	277,04	307,96	1,0882	+ 0,03791	0,2090	0,2106	4,748	+ 10
+ 15	288	5480,07	0,033785	1709,85	+ 16,128	31,236	272,92	304,16	1,0561	+ 0,05748	0,1778	0,1794	5,574	+ 15
+ 20	293	6466,84	0,032450	1971,63	+ 21,923	31,542	268,58	300,12	1,0243	+ 0,07742	0,1521	0,1537	6,506	+ 20
+ 25	298	7581,50	0,031168	2258,01	+ 27,927	31,836	264,00	295,84	0,9905	+ 0,09774	0,1309	0,1325	7,547	+ 25
+ 30	303	8832,61	0,029936	2569,07	+ 34,141	32,118	259,21	291,33	0,9615	+ 0,11842	0,1134	0,1150	8,696	+ 30
+ 35	308	10228,26	0,028753	2904,59	+ 40,564	32,388	254,19	286,58	0,9304	+ 0,13944	0,0987	0,1003	9,970	+ 35
+ 40	313	11775,97	0,027617	3264,09	+ 47,196	32,647	248,95	281,60	0,8997	+ 0,16081	0,0865	0,0881	11,351	+ 40

Nach Regnault ist ferner $c_p = 0{,}15438$, und hiernach folgt die oben mit m bezeichnete Constante

$$m = \frac{AB}{c_p} = 0{,}2138.$$

Man erkennt, dass der Werth m so wenig von n abweicht, dass man unbedenklich die Gleichheit voraussetzen kann, man erhält dann aus Gl. (30): $\alpha_v = 0{,}0038485$, einen Werth, der durchaus befriedigend mit der Angabe von Regnault übereinstimmt.

Daher folgt, dass die schweflige Säure sich so verhält, wie ich es für die Wasserdämpfe nachgewiesen habe, eine Annahme, welche Ledoux glaubte verlassen zu müssen.

Aus Gl. (24) lässt sich nun auch die Constante C ermitteln.

Ich setze daher für die überhitzten Dämpfe der schwefligen Säure (bis zum Sättigungszustand) als Zustandsgleichung:

$$pv = BT - Cp^n$$

und hierbei

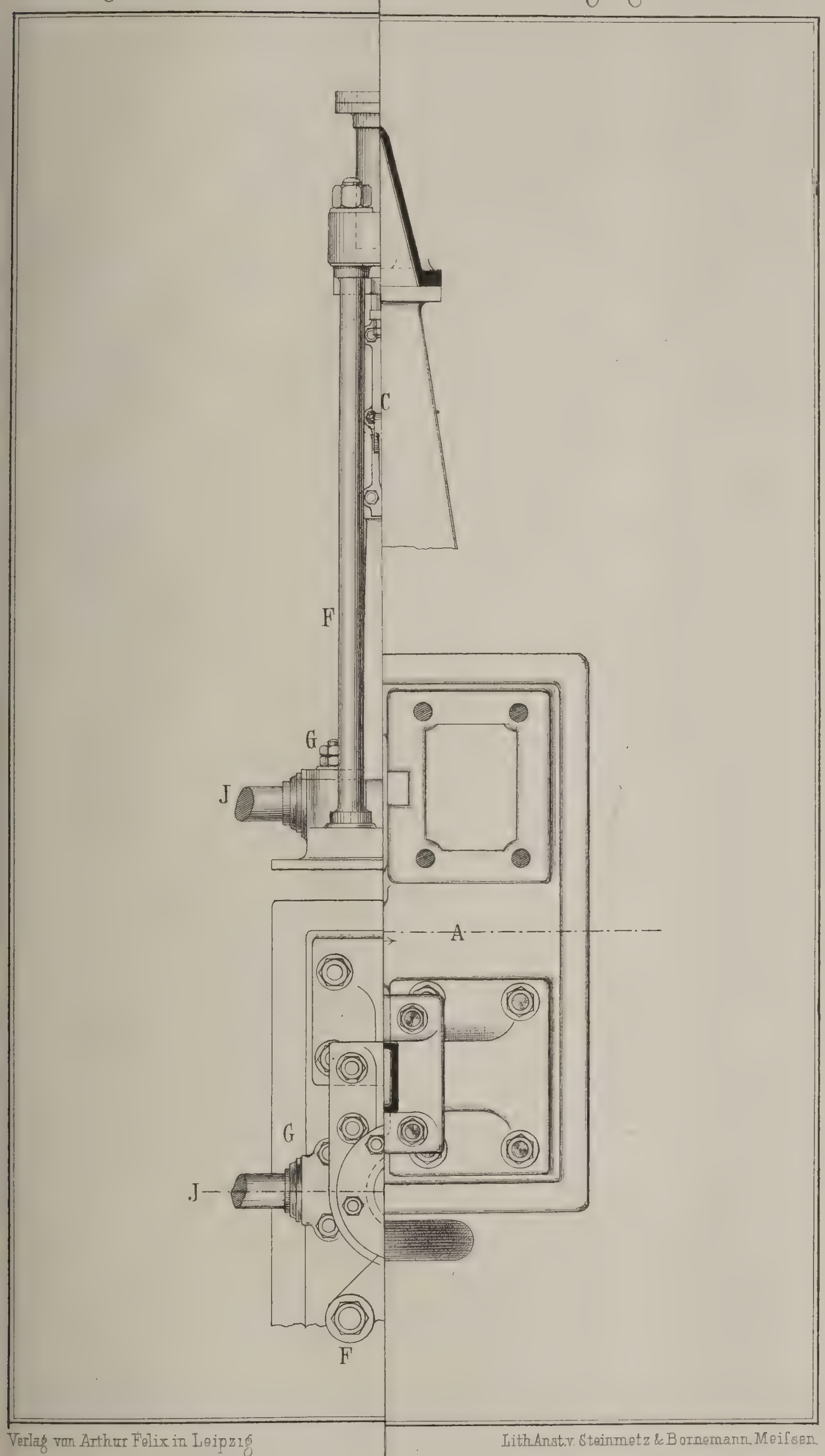
$$B = 13{,}998; \quad C = 32{,}543; \quad n = 0{,}2138,$$

wobei auch noch die Beziehung besteht:

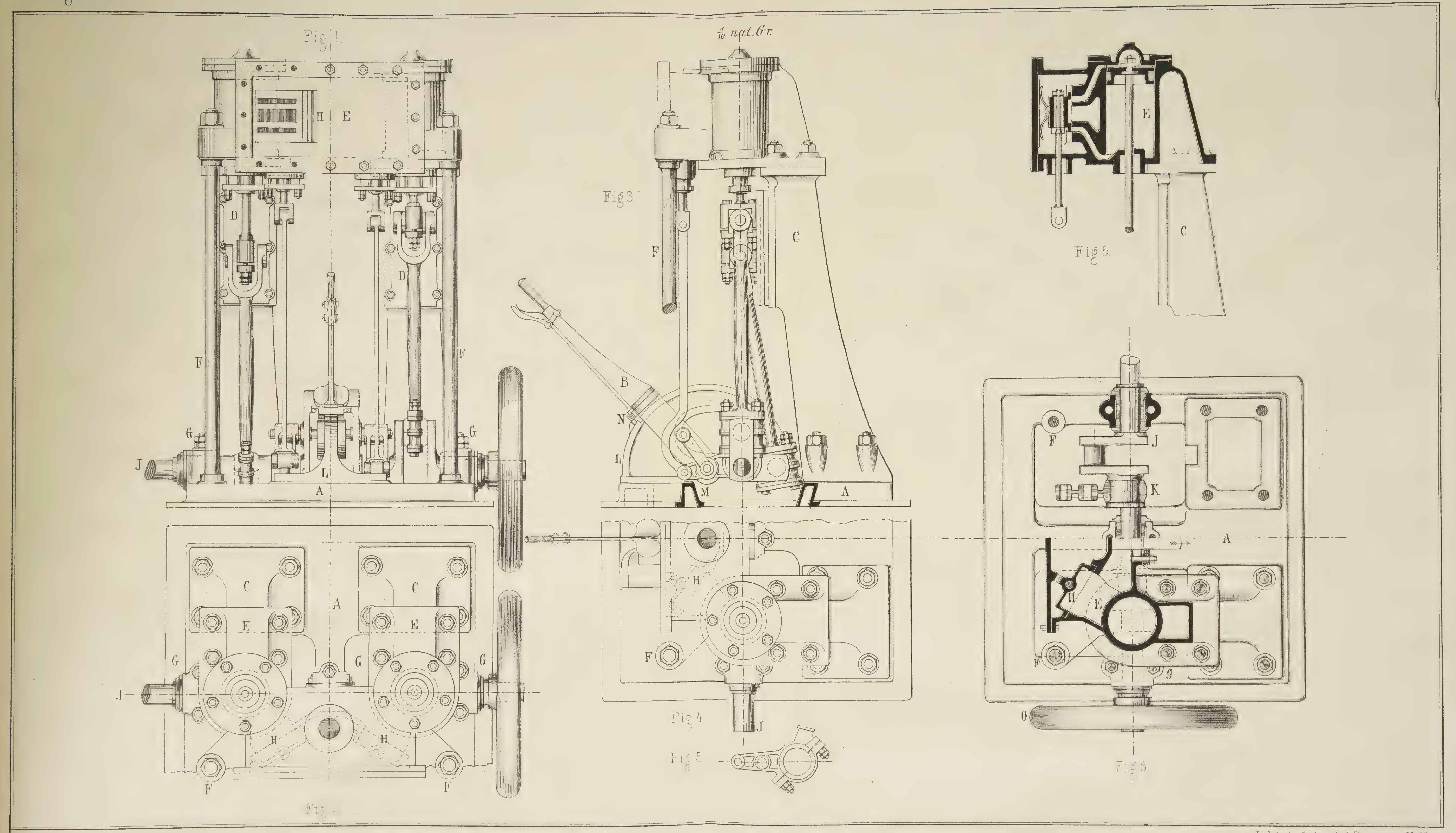
$$\frac{AB}{c_p} = n.$$

Nach Andréeff ist das relative Gewicht der flüssigen schwefligen Säure zu Wasser 1,433 und daher das specifische Volumen $\sigma = 0{,}0007$. Hiernach liessen sich, von Gl. (18[a]) ausgehend, auch für gesättigte schweflige Säure die Werthe Apu, r u. s. w. berechnen und durch empirische Formeln zum Ausdruck bringen. Ich habe es bis jetzt unterlassen, die überaus mühevollen und zeitraubenden Rechnungen auszuführen, darf aber doch für den Fall, dass solche Rechnungen von Anderen aufgenommen werden, nicht unterlassen zu erwähnen, dass Regnault für die schweflige Säure die Constanten seiner Formel für die Beziehung zwischen Druck und Temperatur auf S. 590 und S. 651 seines Werkes „Relation etc.", T. II, falsch angiebt; es muss hier ein eigenthümlicher Irrthum vorliegen, denn Regnault's Tabelle ist nahezu richtig, ist daher ohne Zweifel unter Zugrundelegung anderer als der angegebenen Constanten berechnet worden.

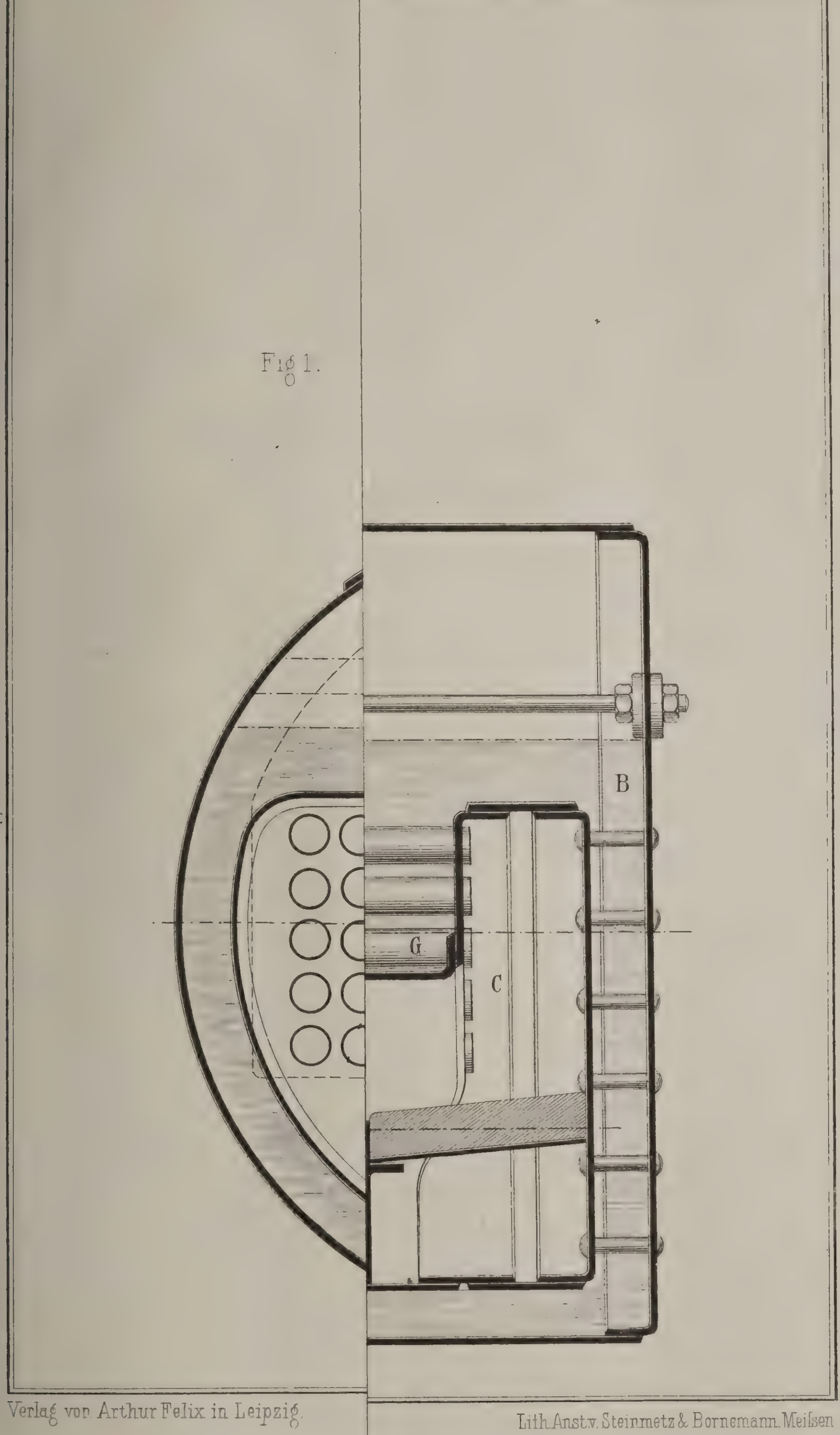
Für die gesättigten Aetherdämpfe, die ebenfalls bei Kalt-Dampfmaschinen Anwendung finden, habe ich die entsprechenden Gleichungen mit angefügten Tabellen in meinem Buche „Grundzüge u. s. w." gegeben, jedoch unterlassen, diese Dämpfe für den überhitzten Zustand unter Zugrundelegung obiger Zustandsgleichung zu untersuchen.



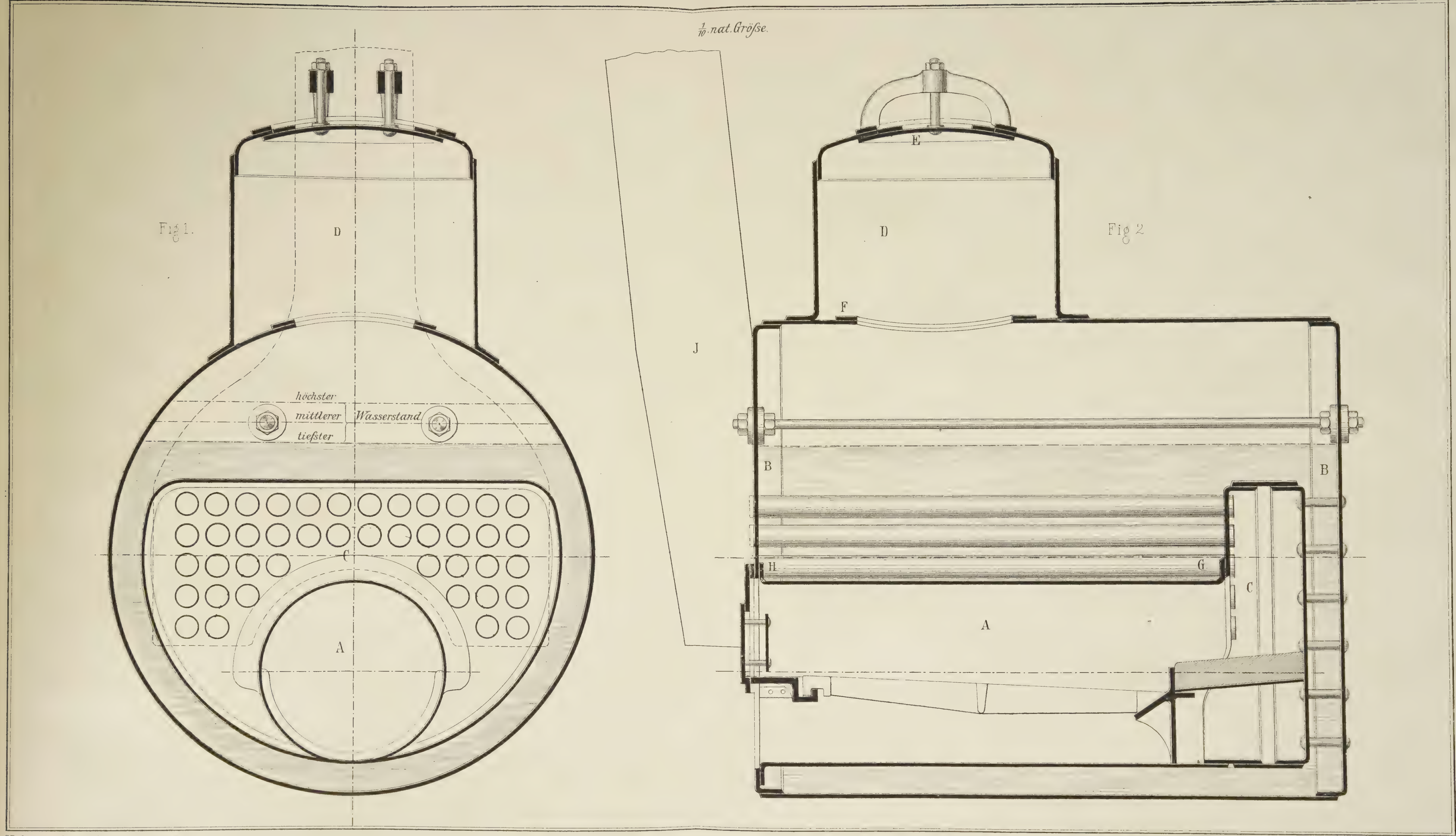
Verlag von Arthur Felix in Leipzig
Lith. Anst. v. Steinmetz & Bornemann, Meissen.



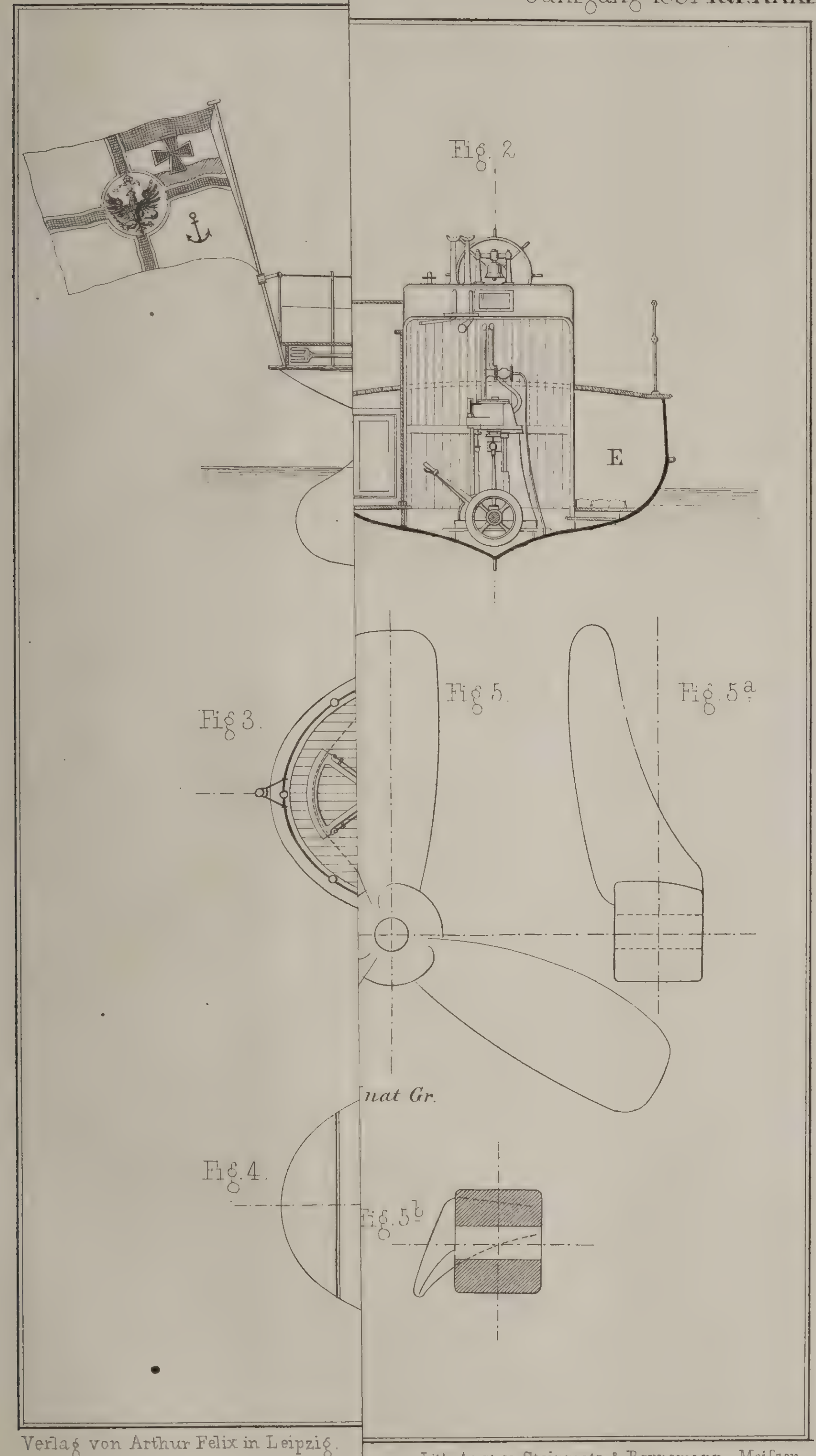
Verlag von Arthur Felix in Leipzig
Lith. Anst. v. Steinmetz & Bornemann, Meissen.



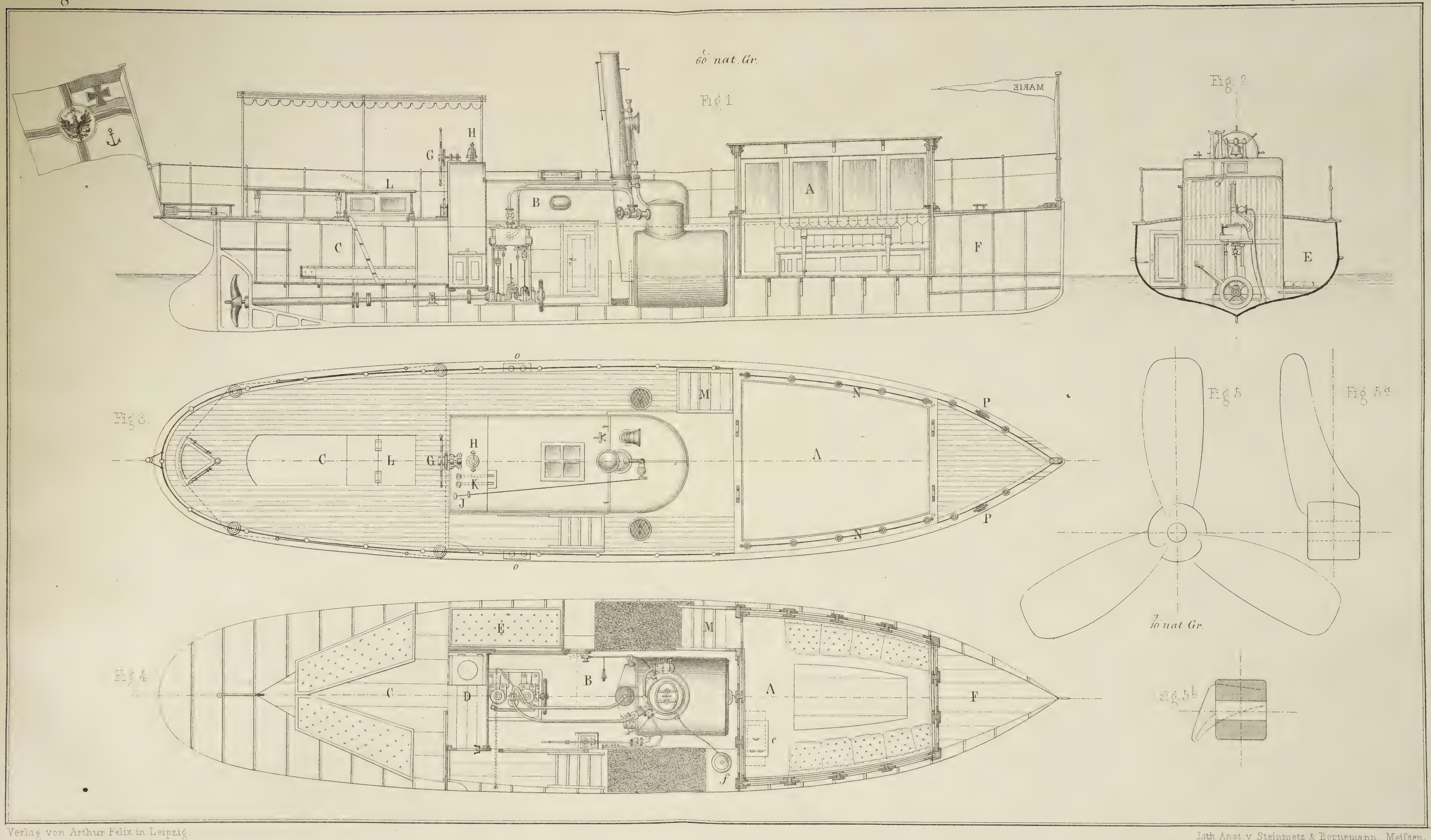
Verlag von Arthur Felix in Leipzig.
Lith. Anst. v. Steinmetz & Bornemann. Meißen

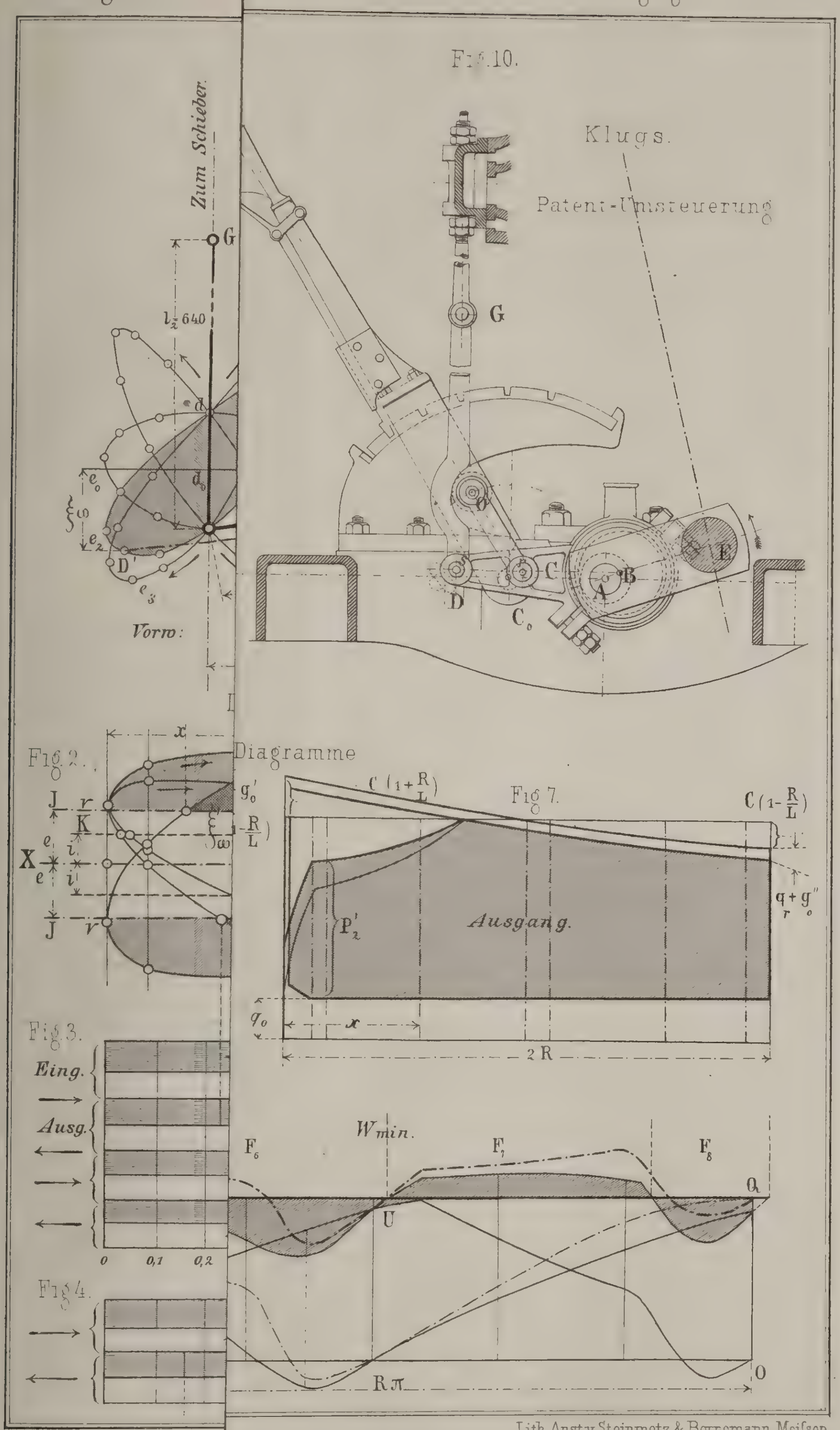


Verlag von Arthur Felix in Leipzig
Lith. Anst. v. Steinmetz & Bornemann, Meißen



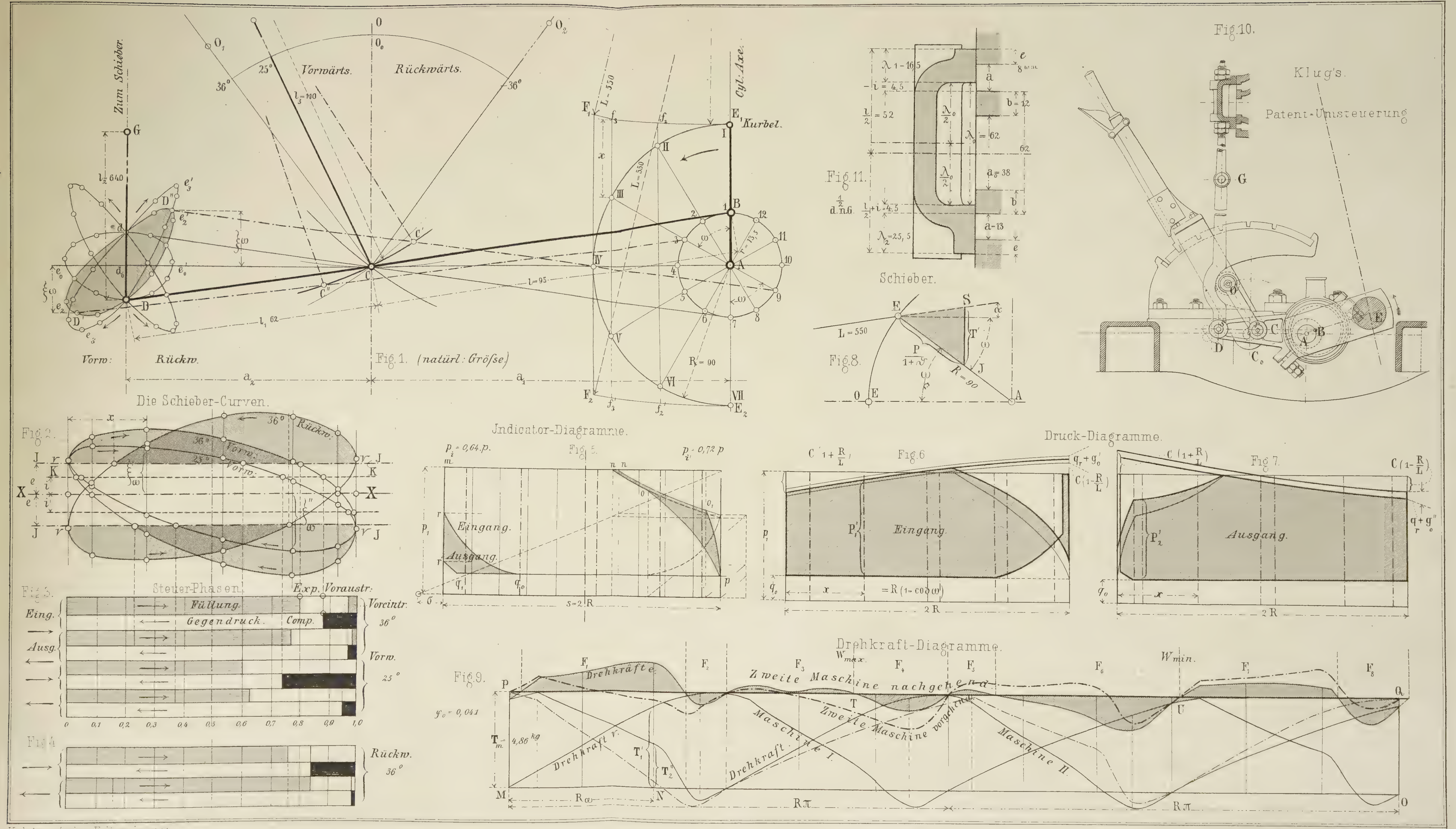
Verlag von Arthur Felix in Leipzig.
Lith. Anst. v Steinmetz & Bornemann, Meifsen.


1/60 nat. Gr.
Fig. 1
MARIE
Fig. 2
Fig. 3
Fig. 4
Fig. 5
Fig. 5a
Fig. 5b
1/10 nat. Gr.



Verlag von Arthur Felix in

Lith. Anst. v. Steinmetz & Bornemann. Meißen.


Zum Schieber.
Vorwärts.
Rückwärts.
Cyl. Axe.
Kurbel.
Vorw:
Rückw.
Fig. 1. (natürl: Gröſse)
Die Schieber-Curven.
Fig. 2.
Steuer-Phasen.
Fig. 3.
Füllung.
Gegendruck.
Comp.
Exp.
Voraustr:
Vorcintr.
Eing.
Ausg.
Vorw.
Fig. 4
Rückw.
Jndicator-Diagramme.
Fig. 5.
Eingang.
Ausgang.
Druck-Diagramme.
Fig. 6
Fig. 7.
Ausgang.
Drehkraft-Diagramme.
Fig. 9.
Drehkräfte
Zweite Maschine nachgehend
Zweite Maschine vorgehend
Maschine I.
Maschine II.
Drehkraft.
Fig. 10.
Klug's.
Patent-Umsteuerung
Fig. 11.
Schieber.
Fig. 8.

Endlich sind für die genannten Maschinen auch noch die Methyläther- und Chlormethyldämpfe in Anwendung gekommen; mit Ausnahme der Untersuchungen Regnault's über die Beziehung zwischen Druck und Temperatur fehlt für diese Dampfarten noch jedes Anhalten zur Aufstellung der erforderlichen Gleichungen. Gründlichere Untersuchung erfordert auch noch die Kohlensäure.

Dresden, 10. September 1881.

Schraubendampfer „Marie“.

(Gebaut in der Sächsischen Dampfschiffs- und Maschinenbau-Anstalt zu Dresden.)

Mittheilung von

Professor **L. Lewicki** in Dresden.

(Hierzu Tafel XXIX—XXXII.)

Der erneute Aufschwung, welchen in den letzten Jahren die Dampfschifffahrt und besonders die Fluss- und Kanaldampfschifffahrt genommen haben, ruft bei den Fachleuten gegenwärtig in erhöhtem Maasse das Bestreben hervor, solche Dampfer zu bauen, welche den gesteigerten Anforderungen an Leistungs- und Betriebsfähigkeit unter den mannigfachsten und ungünstigsten Umständen zu entsprechen geeignet sind. Ganz besondere Schwierigkeiten stellen sich der Erbauung von kleinen Flussdampfern entgegen, für die gewöhnlich ein geringer Tiefgang, bei grosser Fahrgeschwindigkeit oder vorgeschriebenen Raumverhältnissen, die Quelle aller constructiven Verlegenheiten ist. Für diese Art von Schiffen findet der Constructeur in Fachschriften sehr wenig Anhaltspunkte: es muss hier die Praxis auf eigene Faust vorgehen. In der That hat der neuere Schiffsbau die alten Traditionen vielfach verlassen, derselbe ist der Theorie vorausgeeilt und hat Ergebnisse aufzuweisen, welche nach den herkömmlichen Regeln und Theorien nicht erwartet werden konnten, für welche aber auch noch kein ganz entsprechender analytischer Ausdruck gefunden worden ist. Die Resultate der Praxis sind aber begreiflicherweise nicht allgemein zugänglich, und die technische Literatur Deutschlands bietet leider über die Construction von Schiffen aus der neuesten Zeit noch so Weniges oder so Unvollständiges, dass dem Schiffsconstructeur jeder Beitrag zur selben, wenn er Thatsächliches enthält, nicht unwillkommen sein wird.

So wird auch die Veröffentlichung der Constructionsverhältnisse des im vorigen Jahre erbauten kleinen Schraubendampfers „Marie“ motivirt erscheinen, selbst wenn die vorliegenden Daten nicht jene Vollständigkeit besitzen, welche gewünscht werden kann.

Die Schwierigkeiten, die sich den mit Geschäften überhäuften Praktikern entgegenstellen, wenn es darauf ankommt, während des Baues, an einem Dampfer alle Erhebungen zu machen, oder gar nach der Vollendung ausführlichere Versuche abzuführen, sind den Eingeweihten bekannt. Meistens erlaubt der nahe Ablieferungstermin nur eine einfache Probefahrt.

Um so mehr müssen wir uns Herrn Director Otto Libbertz und Herrn Oberingenieur Kühne für die grosse Bereitwilligkeit, mit welcher dieselben das Material zu vorliegender Mittheilung zur Verfügung stellten, zu lebhaftem Danke verpflichtet halten.

Das Schraubenboot „Marie“ kann in seiner Eigenart als Muster angesehen werden und bekundet dessen Bauart die grosse Erfahrung und Meisterschaft, welche der genannten Firma bereits einen über die Grenzen Deutschlands hinaus gehenden Ruf im Schiffsbau verschafft haben.

Die „Marie“ wurde für die königlich preussische Regierung erbaut und dient gegenwärtig, entsprechend ihrer Bestimmung, den Beamten der Wasserbauverwaltung des Regierungsbezirkes Potsdam als Bereisungsboot für sämmtliche Gewässer des Bezirkes.

Das Boot soll ferner zum Schleppen von Prahmen,

Kähnen und Baggermaschinen dienen und selbst bei rascher Fahrt nur geringe Wellenbewegung in den schmalen Gewässern hervorbringen, um die Ufer möglichst zu schonen.

Auf den Seen der Havel und Spree soll sich das Boot sicher und steuerfähig erweisen und bei starkem Wellenschlage kein Wasser über Bord nehmen. Wegen der zu passirenden Brücken sollte am Schiffe kein fester, oder nur schwer abzunehmender Theil, selbst wenn es ohne Wasser, Kohlen und Ladung schwimmt, höher als $3{,}14^{m}$ über dem Wasser emporragen.

Mit zehn Personen an Bord (inclusive Maschinist und Bootsmann), sowie mit 1500^{kg} Kohlen beladen, sollte die mittlere Geschwindigkeit von 4^{m} pro Secunde im ruhigen Wasser und bei Windstille eingehalten werden. Dabei sollte jedoch die Dampfspannung nur $^4/_5$ des für den Betrieb des Kessels concessionirten Ueberdruckes betragen.

Raumvertheilung und Einrichtung.

Auf Tafel XXXI ist Fig. 1 ein verticaler Längsschnitt, Fig. 2 ein verticaler Querschnitt, Fig. 3 ein Decksplan und Fig. 4 ein horizontaler Längsschnitt. Wie aus diesen Figuren ersichtlich, ist das Boot der Länge nach in drei Haupträume getheilt.

Im vordern Theile ist *A* die Cajüte (ein kleiner Glassalon), *B* der Maschinen- und Kesselraum. Der hintere Raum *C* dient den Mannschaften als Schlafraum. An den Maschinenraum ist das Closet *D* angebaut. *E* ist Lagerraum für den Maschinisten, *F* Gerätheraum.

Die Cajüte, aus Mahagoniholz aufgebaut, besitzt nach allen Seiten hin Schiebefenster, um freie Aussicht nach allen Richtungen hin über die Wasserfläche zu gewähren. Die Bänke sind als Kasten zum Aufbewahren von Zeichnungen und Mappen construirt und mit Sitzkissen und Rücklehnenpolster belegt. Die Mitte der Cajüte nimmt ein mit Schubladen versehener Klapptisch ein. In der Cajüte liegt der Eisbehälter *e* unter dem Fussboden und in der Ecke, bei *f*, der Dampfkochkessel. Zur Aufnahme von Reisegepäck oder Rollen, Karten und dergleichen dient ein in der Mitte der Decke angebrachtes Netz. Die Erleuchtung bei Nachtfahrten erfolgt durch zwei Petroleumhängelampen mit Doppelgelenk.

Alle drei Räume sind mit festen Holz- beziehentlich Blechdecken versehen. Das Hinterdeck trägt ein Sommerzelt; auf dem Hinterdeck befindet sich auch der Steuermannsstand *G*, die Signalglocke *H*, der Hebel zur Dampfpfeife *J*, das Sprachrohr *K* nach dem Maschinenraume und ebenso die Einsteigluke *L* zum Mannschaftsraum, dessen Deckel eine Sitzbank bildet.

Der Eingang *M* von Deck nach der Cajüte *A* liegt auf „Backbord“, derjenige zum Maschinen- und Kesselraum, sowie nach dem Closet auf „Steuerbordseite“.

Der Bootsmann gelangt vom Hinterdeck nach dem Vorderdeck auf dem ausserhalb der Cajütenwände vorspringenden Schandeck; auf beiden Cajütenseiten sind Handleisten *N* vorhanden. Das ganze Schiffsdeck wird überall da, wo es nicht durch Cajütenwände begrenzt ist, durch ein Geländer umsäumt.

Etwas hinter der Mitte, zu beiden Seiten auf Schandeck, sind „Schlepp-Poller“ *O* befestigt und endlich besitzt das Boot vorn, hinter der „Klüsen“, ein Paar „Belegklampen“ *P*.

Schiffsgefäss.

Der sehr scharfe Bootskörper ist auf Kiel gebaut, hat einen Grell'schen Hintersteven mit Hacken und ist hinterlastig. Auf den schmiedeeisernen Kiel kommen 25 Winkelspanten von Bessemerstahl mit Bodenstücken und Reverswinkeln. Der Längsverband wird nur durch die „Haut“ aus „Holzkohlen-Qualität-Eisen“ und aus der „Stringerplatte“ mit dem „Schandeckwinkel“ gebildet. Die Deckwinkel wie die Spanten.

Dimensionen des Schiffes.

Länge des Bootes in der Wasserlinie . $L = 13{,}0^{m}$,

Breite im Nullspant in der Wasserlinie $B = 3{,}0^{m}$,

Tiefgang im geladenen Zustande

am Hintersteven { mit Hacke . $T_2' = 0{,}95^{m}$,
ohne „ . $T_2 = 0{,}865^{m}$,

mittschiffs . . . . $T \cong 0{,}66^{m}$,

am Vordersteven . . . . . . $T_1 \cong 0{,}50^{m}$,

Hacke . . . . $0{,}085^{m}$,

Höhe von Schandeck bis Boden im Mittelspant . . . . . . $H = 1{,}35^{m}$,

Längenverhältniss . . . . . . $m = \frac{L}{B} = 4^1/_3$,

Tauchungsverhältniss für den Spant $\frac{1}{n} = \frac{T}{B} = 0{,}22$,

Höhenverhältniss . . . . $\frac{H}{B} = 0{,}45$,

Völligkeit des Mittelspantes . . . $\varphi_2 \cong 0{,}6$,

Verdrängung (Deplacement) . . . $V = 10^{cbm}$,

Völligkeitscoëfficient der Verdrängung

$$\varphi = \frac{V}{BLT} = 0{,}3,$$

Tonnengehalt (Brutto) . . . . . . $D \cong 10^{T}$,
Hinterlastigkeit . . . . $T_2 - T_1 \cong 0{,}365^{m}$,
Decküberhöhung . . . . $h = 0{,}120^{m}$.

Materialstärken.

Vordersteven . . . . 50×15^{mm},
Kiel . . . . 50×13^{mm},
Hintersteven . . . . 50×20^{mm},
Spantwinkel und Deckwinkel . $30 \times 30 \times 3^{mm}$,
Bodenstücke . . . . 300×3^{mm},
Gegenwinkel . . . . $26 \times 26 \times 3^{mm}$,
Schandeckblech . . . . . . $100 \times 4 \times 3^{mm}$,
Schandeckwinkel . . . . . . $30 \times 30 \times 4^{mm}$,
Bodengänge . . . . $3\frac{1}{2}^{mm}$,
Kimmgange . . . . $3\frac{1}{2}^{mm}$,
Bordgänge . . . . $2\frac{1}{2}^{mm}$.

Kessel.

Der auf Tafel XXX dargestellte Kessel ist ein liegender, vollkommen cylindrischer Röhrenkessel mit einem Feuerrohre *A*, verankerten ebenen Böden *B B* und nahe halbcylindrischer Feuerbüchse *C*. Der Dampfdom *D* mit Mannloch *E* ist über der mit einem Ringe *F* versteiften Durchbrechung aufgenietet. Die Rauchkammer *J* ist mit Stehbolzen angeschraubt. Die Haupttheile des Kessels sind aus bestem Eisenblech gefertigt. Die Feuerung wurde für Steinkohlen eingerichtet. Die Börtelung des Feuerrohres ist hier in der richtigen Weise mit Feuerkiste und Vorderwand vernietet. Mit ersterer, bei *G* (Fig. 2) so, dass die Nietköpfe nicht der directen Flammenwirkung (Stichflamme) ausgesetzt sind und mit der Vorderwand bei *H* (Fig. 2) derart, dass der Dampfdruck die Stemmfuge schliesst.

Dimensionen des Kessels.

Hauptkessel { Durchmesser . . . . . $1{,}218^{m}$,
Hauptkessel { Länge . . . . $1{,}470^{m}$,
Blechstärke des Hauptkessels . 9, 11 und 12^{mm},
Feuerrohr { Durchmesser . . . . . . $0{,}450^{m}$,
Feuerrohr { Länge . . . . $1{,}190^{m}$,
Blechstärke des Feuerrohres . . . . . 9^{mm},
Feuerbüchse { Länge . . . . $0{,}180^{m}$,
Feuerbüchse { Breite . . . . $1{,}000^{m}$,
Wandstärken der Feuerbüchse . 9, 10 und 14^{mm},
Heizröhren { äusserer Durchmesser . . $0{,}060^{m}$,
Heizröhren { Länge . . . . $1{,}190^{m}$,
Wandstärke der Röhren . . . . . . 3^{mm},
Ankerrohrstärke . . . . 4^{mm},
Zahl der Heizröhren 42,
Dampfdom { Durchmesser . . . . . $0{,}618^{m}$,
Dampfdom { Höhe . . . . $0{,}500^{m}$,
die Gesammtheizfläche beträgt . . $F = 10{,}5 \,\square^{m}$,
Durchmesser der Esse . . . . $0{,}300^{m}$
Höhe der Esse (von Kesselmitte aus gemessen) . . . . $3{,}570^{m}$,
Rostfläche . . . . $R \cong 0{,}4 \,\square^{m}$,
Heizröhrenquerschnitt . . . . . $f_1 = 0{,}094 \,\square^{m}$,
Essenquerschnitt . . . . $f_0 = 0{,}071 \,\square^{m}$.

Die Esse ist mit Schutzmantel versehen und zum Umlegen eingerichtet. Sie nimmt das Blaserohr und den Schnelldämpfer auf.

Der ganze Kessel ist mit Leroi'scher Masse eingehüllt und hat folgende Armaturen:

2 Sicherheitsventile,
2 Wasserstandszeiger,
1 Manometer mit Controlhahn im Maschinenraum,
1 Manometer auf Deck,
2 Injecteure,
1 Handpumpe,
Concessionirte höchste Dampfspannung 7 kg pro 1 □cm.

Aus den vorstehenden Abmessungen ergeben sich für den Kessel noch folgende Verhältnisse:

$$\frac{\text{Rostfläche}}{\text{Heizfläche}} \ldots\ldots = \frac{R}{F} \cong \frac{1}{26} = 0{,}038,$$

$$\frac{\text{Schornsteinquerschnitt}}{\text{Rostfläche}} \ldots = \frac{f_0}{R} = \frac{1}{5{,}71} = 0{,}175,$$

$$\frac{\text{Gesammtquerschnitt der Heizröhren}}{\text{Rostfläche}} = \frac{f}{R} = \frac{1}{4{,}2} = 0{,}235,$$

$$\frac{\text{die Verdampfungsoberfläche}}{\text{Heizfläche}} = \frac{O}{F} = \frac{1}{7{,}5} = 0{,}133.$$

Ferner hat die Probefahrt ergeben:

Kohlenverbrauch in der Stunde . . . $K_s = 60^{kg}$,
Kohlenmenge in der Stunde und auf 1 □m Rostfläche . . . . $\frac{K_s}{R} = 150^{kg}$,
die Totalverdampfung berechnet sich auf $D \doteq 378^{kg}$,
1 □m Heizfläche verdampft in der Stunde $\frac{D}{F} \cong 36^{kg}$,
1 kg Kohle verdampft nach der Rechnung $\frac{D}{K_s} = 6{,}3^{kg}$,
der Kessel wiegt pro 1 □m Heizfläche . $\frac{G}{F} = 143^{kg}$,
derselbe wiegt pro 1 PS (ohne Wasser) $\frac{G}{N_i} = 64^{kg}$.

Maschine.

Zum Betriebe der Schraube des Bootes ist im Schiffe eine verticale Zwillingsmaschine mit obenliegenden Cylindern eingebaut. Dieselbe ist mit Klug's Patent-Reversirsteuerung versehen und so berechnet, dass das Schiff mit $^4/_5$ der concessionirten Kesselspannung bei einer mittleren Füllung von 0,6 und 300 Umdrehungen der Schraube in der Minute die verlangte Geschwindigkeit von nahezu 8 Knoten in der Stunde oder 4^m pro Secunde erreicht.

Die gewählte Bauart der Maschine gewährt völlig freie Zugänglichkeit und bequeme Anbringung der Steuerung.

Auf der Fundamentplatte A sind, dem Steuerhebel B gegenüber, zwei Hohlständer C aufgeschraubt, welche die aus Phosphorbronce hergestellten Führungsschienen D tragen. Auf diesen Ständern sind die beiden mit gemeinschaftlichem Schieberkasten aus einem Stücke gegossenen Dampfcylinder E aufgeschraubt und auf der Schieberkastenseite durch zwei schmiedeiserne Säulen F mit dem Fundamentstücke, welches die Kurbelwellenlager GGG enthält, verbunden. Durch diese Verbindungsweise zwischen Kurbelwellenlager und Cylinder wird sowohl die nöthige Starrheit des Gestelles, als auch eine richtige Uebertragung des Cylinderdeckeldruckes auf die die Wellenzapfendrücke aufnehmenden Lager bewirkt, ohne dass Seitenbiegungsmomente im Systeme auftreten.

Die Schräglage der Schieberspiegel HH erleichtert die Bearbeitung und Justirung. Nach Lösung des Deckels liegen beide Schieber völlig frei.

Die in drei Lagern GGG liegende gekröpfte Welle J ist aus Gussstahl und aus einem Stücke mit den excentrischen Scheiben K hergestellt. Die Excenter behalten durch diese Constructionsweise stets ihre richtige Stellung, erhalten einen geringen Durchmesser und verstärken zugleich die sich sonst leicht „federnde“, gekröpfte Welle an gefährdeten Stellen.

Auf dem mittleren Lagerstücke der Grundplatte ist der Steuerbock L mit breiter Grundplatte befestigt. Der Steuerhebel B erhält seinen Drehzapfen in einem nach der Welle zu liegenden, am Steuerbocke angegossenen Auge M (Fig. 3). Zwei Knaggen NN am Steuerbocke begrenzen den Hub des Steuerhebels und bestimmen somit die grösste Füllung.

Die leichten Kolben sind durch einen breiten, schräg aufgeschnittenen Gusseisenring gedichtet. Die Kolbenstange bildet mit Kreuzkopf und dem Gleitstücke ein Ganzes. Die Deckschienen der Kreuzkopfführung nehmen bei umgekehrtem Gange der Maschine den Kreuzkopfdruck auf.

Das Handrad O am Ende der Kurbelwelle dient als Schwung- und Stellrad.

Besondere Aufmerksamkeit ist bei Maschinen der vorliegenden Art der Steuerung zuzuwenden, da der rasche Gang eine möglichst vollkommene Ausgleichung zwischen Dampfwirkung und Gewichtswirkung der Getriebetheile erfordert.

Bei Kurbelmaschinen mit gewöhnlicher Steuerung und verhältnissmässig kurzer Treibstange sind bekanntlich die Füllungen zu beiden Seiten des Kolbens sehr verschieden. Die „äussere“ Füllung (hier also die Füllung für den „Eingang“ oder Niedergang des Kolbens) ist stets die grössere. Die Differenzen zwischen den Füllungen nehmen mit Verkürzung der Pleuelstange rasch zu; sind ein Maximum bei nahezu halber Füllung, wie sie etwa unter Anwendung einer Coulisse auch gegeben werden kann. Da im vorliegenden Falle zwar eine compendiöse Maschine, aber dabei doch eine theilweise Ausnutzung des Dampfes durch Expansion erwünscht ist, so wurde als höchster Füllungsgrad 0,6 angenommen.

Bei Maschinen mit gewöhnlicher Steuerung würde nun der Gang der Maschine mit obenliegendem verticalen Cylinder ein sehr ungleichförmiger, weil die grössere Füllung gleichzeitig mit dem Niedergange der Getriebetheile zur Wirkung gelangt und dagegen beim Aufgange die kleinere Füllung mit der Hebung der bewegten Theile zusammenfällt.

Eine gute Ausgleichung bietet die hier zur Verwendung gelangte Klug'sche Steuerung (Fig. 1, Taf. XXXII).

Dieselbe ist sehr einfach und besteht nur aus sechs „Gliedern“ oder „Paaren“, während eine Stephenson'sche Coulissensteuerung 10 Glieder erfordert.[1]) Sie hat ferner constantes lineares Voreilen für alle Expansionsgrade, rückwärts und vorwärts, und zeigt die hier wesentlich in Betracht kommende Eigenthümlichkeit, dass die Füllungen im Allgemeinen auf der „inneren Seite“ des Kolbens, also beim „Ausgange“, grösser sind als die äusseren.

Die geringe Gliederzahl muss mit Rücksicht auf den, nach erfolgter Abnutzung der Gelenkbolzen sich

1) Streng genommen müssten in beiden Fällen die Welle und die „Feststellung“ hinzugerechnet werden, so dass man 8 beziehungsweise 12 Paare hätte. Wenn auch der Zahn im Stellbogen nicht continuirlich arbeitet, so trägt seine etwaige Abnutzung doch zur Vergrösserung des todten Ganges bei.

bei allen Mechanismen einstellenden „todten Gang“, als eine besondere Empfehlung der Hackworth'schen Steuerung angesehen werden.

Vom kinematischen Standpunkte ist der Mechanismus nichts Anderes als ein „Schubkurbelgetriebe“ ABC (Fig. 2, Taf. XXXII) mit veränderbarer Schubrichtung, bei welchem man die Bewegung, die irgend ein Punkt D der Pleuelstange ACD normal zur Hauptschubrichtung AC ausführt, auf den Schieber überträgt.

Hackworth[1]) wählte zur Anknüpfung für die Schieberbewegung einen Punkt zwischen A und C. Klug[2]) legt denselben ausserhalb BC und ersetzt auch die Prismenführung für den Punkt C, durch einen Lenker l_3 (Schwinge).

In Fig. 1, Taf. XXXII, ist AC die Hauptschubrichtung der Steuerung; A Kurbelwelle, AE die im äusseren Todtpunkte stehende Kurbel, AB das mit letzterer gleichliegende Excenter vom Radius r. In dieser Position der Kurbel, sowie in der entgegengesetzten, liegt der Punkt C der Pleuelstange ACD in der Schubrichtung AC. In D ist eine verhältnissmässig lange Schieberlenkstange $DG = l_2$ eingehängt, welche in der Richtung $DG \perp$ zu AC auf den Schieber wirkt.

Man erkennt sofort, dass der Schieber um die Strecke $\overline{Dd_0}$ aus dem Schieberspiegelmittel nach „innen“ gegangen ist, wenn die Kurbel im äusseren Todtpunkte steht und der Kolben seinen Eingang beginnt. Steht der Kurbelzapfen im Punkte 7, so ist die Ausweichung des Schiebers nach aussen dieselbe, nämlich: $\overline{d_0 d} = \overline{Dd_0}$. Diese Ausweichung ist stets

$$\xi_0 = r\,\frac{l_1}{l}$$

und muss dieselbe gleich der äusseren Deckung des Schiebers + der linearen Voreilung v sein. Es ist

$$\xi_0 = r\,\frac{l_1}{l} = e + v.$$

Man erkennt, dass für gleiche Deckungen auch gleiche lineare Voreilungen aussen und innen erfolgen.

Da nun der Punkt C der Pleuelstange während der Bewegung derselben in einer Bahn erfolgt, welche die Schubrichtung Ad_0 stets in C (in der constanten Entfernung a_1 von A aus) scheidet, so hat eine Verlegung der Bahn von C keinen Einfluss auf die Stellung des Schiebers in den todten Punkten.

Die Bahn, in welcher der Punkt C geführt wird, ist, wie schon erwähnt, bei Hackworth eine Gerade; hier bei Klug ein Kreisbogen, dessen Radius l_3 und dessen Mittelpunkt O man sich in einem Kreise um C verlegbar, aber für jeden Füllungsgrad festgestellt denken muss.

Für den Fall, dass die Schwinge OC normal zu AC steht, beschreibt nun der Punkt D die Curve De_0de_0', in der Richtung des Pfeiles nach links beginnend, wenn man vom äussern Todtpunkte 1 ausgeht. Ist die Stange DG gegen die Distanz e_0e_0' sehr lang, so sind die für die einzelnen Kurbelstellungen 1 bis 12 erfolgenden Verschiebungen des Schiebers gleich den senkrechten Abständen der entsprechenden Curvenpunkte von der Hauptschubrichtung $\overline{AC}$.

Für die Stellung der Schwinge CO_1 (36° nach links) ergiebt sich die Curve De_3de_3' und für die Stellung OC (25° nach links) die die schraffirte Fläche umschliessende De_2de_2'. Es ist ersichtlich, dass der Schieber nur für die Todtlagen der Kurbel symmetrisch gegen das Schieberspiegelmittel ausschlägt, dass hingegen für verschiedene Lagen der Schwinge der Ausschlag des Schiebers nach aussen beim Vorwärtsgange[1]) grösser ist, als nach innen. Aehnliches tritt ein, wenn man den Aufhängepunkt der Schwinge nach rechts (nach O_2) verlegt. Die Curven für den Rückwärtsgang sind jedoch nicht von gleicher Form wie für den Vorwärtsgang.

In Fig. 1, Taf. XXXII, ist noch für den am meisten gebrauchten Füllungsgrad ($\varepsilon \cong 0{,}6$) die entsprechende Curve eingezeichnet. Die Schwinge ist um ca. 25° nach links gelegt und es schwingt C im Bogen $C''C_0C'$. Für einen Drehwinkel ω aus dem äusseren todten Punkte nach links und einen gleich grossen Winkel aus dem inneren Todtpunkte sind die beiden Stellungen der Pleuelstange in der Figur ersichtlich. Es sind dies die Stellungen $3C''D'$ und $9C'D''$, die Ausweichungen aus der Spiegelmitte sind hierfür ξ_ω' und ξ_ω''. Stets ist der Ausschlag nach aussen der grössere.

Um ein Bild der Dampfvertheilung für die vorliegende Steuerung zu geben, sind in Fig. 2, Taf. XXXII, von links nach rechts auf XX die den Kurbelwinkeln

1) Hackworth's Umsteuerung wurde 1869 in England patentirt. Vgl. die Specification Nr. 3237 A. D. 1869. Dieselbe ist unter anderm auch beschrieben in: N. P. Burgh, „Link motion and Expansion Gear“. London 1870.

2) Deutsches Reichspatent.

1) Der Vorwärtsgang ist hier: Rechtsdrehung der Maschine, wenn man vom Sterne aus nach vorn sieht. Ist die Bahn von C eine gerade, so sind die Curven, welche D beschreibt, für Vor- und Rückgang für dieselben Verstellungen der Schwinge identisch und nur verkehrt liegend.

ω entsprechenden Kolbenwege x (siehe Fig. 1 rechts) aufgetragen. Man findet letztere bekanntlich zwischen dem Kurbelkreise und den mit der Länge der Dampfmaschinen-Pleuelstange aus der Schubrichtung beschriebenen, durch die Punkte E_1 und E_2 gehenden Kreise $E_1 F_1$, $E_2 F_2$, indem man, || zur Schubrichtung, die Strecken $f_2 II$, $f_3 III$, $F_1 IV$, $f_3 V$ und $f_2 VI$ abgreift. Werden auf diesen Abscissen die entsprechenden Schieberwege aus dem Mittel für verschiedene Werthe von β aufgetragen, so erhält man die ellipsenähnlichen Curven $D e_0 d e_0'$, $D e_2 d e_2'$, $D e_3 d e_3'$. Indem man die äussere und innere Deckung symmetrisch zu XX aufträgt und die Parallelen JJ, KK zieht, erhält man, wie bekannt, aus den Schnittpunkten derselben mit den Schiebercurven die Wege, bei welchen die Expansion, Compression, der Voraustritt und der Voreintritt stattfinden (siehe Fig. 3 und 4, Taf. XXXII).

Aehnlich wie bei „Coulissensteuerungen" erhält man auch hier bei kleineren Füllungen früheren Voraustritt, stärkere Compression und Gegendampfwirkung. Wie aus den letztgenannten Figuren hervorgeht, ist für den Vorwärtsgang bei $\beta = 36^0$ die äussere Füllung nur wenig grösser als die innere. Bei $\beta = 25^0$ dagegen wird die innere schon grösser; bei noch kleinerem Winkel β ist die innere Seite noch mehr bevorzugt. Für den Rückwärtsgang sind dagegen schon von Anfang an die inneren Füllungen die grösseren.

Um bei verticalen Maschinen eine „Ausgleichung" zu erzielen, muss man nun, mit Rücksicht auf die Gewichte der Getriebetheile, den Arbeitsüberschuss auf der unteren Seite des Kolbens entsprechend gross halten. Da hier aber bei gleicher innerer Deckung auf beiden Seiten der Arbeitsüberschuss, welcher durch grössere Füllung erreicht wurde, wieder durch zu frühen Voraustritt und zu starke Compression zu sehr reducirt würde, hat man die äussere innere Deckung zu verkleinern und die innere zu vergrössern. Im vorliegenden Falle ist die äussere:

$$e' = -4{,}5^{\text{mm}},$$

die äussere (untere):

$$e'' = +4{,}5^{\text{mm}};$$

durch diese Maassnahme ist die Wirkung der Expansionsperiode beim Eingange abgekürzt und gleichzeitig die Compression vermehrt.

Beim Ausgange sind dagegen der Voraustritt und die Compression möglichst spät zur Wirkung gebracht.

Für $\beta = 25^0$ hat man

aussen { Eintritt der Expansion bei 0,60,
„ des Voraustritts „ 0,73,
„ der Compression „ 0,73,

innen { Eintritt der Expansion bei 0,625,
„ des Voraustritts „ 0,95,
„ der Compression „ 0,95.

In Fig. 5, Taf. XXXII, sind die zwei theoretischen Indicatordiagramme, wie sie die vorstehenden Verhältnisse ergeben, übereinander gezeichnet. Unter Annahme der Mariotte'schen Curve für Expansion und Compression, sowie unter der Berücksichtigung der Wirkung des Dampfes während der Ausströmung [1]), ergeben sich die beiden Flächen $mnopqr$ und $mn'o'pq_1'r'$. Die Dampfspannung wurde zu

$$1 + \frac{4}{5}(p_0 - 1) = 1 + \frac{4}{5}(8 - 1) = 6{,}6^{\text{kg}} \text{ pro } 1 \,\square^{\text{cm}}$$

und der Gegendruck zu

$$q_0 = 1{,}15^{\text{kg}} \text{ pro } 1 \,\square^{\text{cm}}$$

angenommen. Es ergab sich der mittlere Druck:

$$\text{aussen } p_i' = 0{,}65 \,.\, 6{,}6 = 4{,}290^{\text{kg}} \text{ pro } 1 \,\square^{\text{cm}},$$

$$\text{innen } p_i'' = 0{,}72 \,.\, 6{,}6 = 4{,}752^{\text{kg}} \text{ pro } 1 \,\square^{\text{cm}}.$$

Die Gewichte der Getriebetheile (exclusive Steuerungsorgane) betragen:

aussen $G_0' = 0{,}146$ pro $1 \,\square^{\text{cm}}$ Kolbenfläche,
innen $G_0'' = 0{,}151$ „ „ „

die mittlere Triebkraft pro $1 \,\square^{\text{cm}}$ Kolbenfläche beträgt daher:

$$\text{aussen } 4{,}290^{\text{kg}} + 0{,}146^{\text{kg}} = 4{,}436^{\text{kg}},$$

$$\text{innen } 4{,}752^{\text{kg}} - 0{,}151^{\text{kg}} = 4{,}601^{\text{kg}}.$$

Mit Rücksicht auf die Verschiedenheit der Kolbenflächen ergiebt sich

aussen $4{,}436^{\text{kg}}$ pro $1 \,\square^{\text{cm}}$,
innen* $4{,}459^{\text{kg}}$ „ „

also ein Unterschied von 2,3 Proc., welcher noch reducirt wird durch die Gewichtswirkung der Steuertheile.

Es mag noch bemerkt werden, dass sich auch hinsichtlich der Geschwindigkeitsverhältnisse der Schieberbewegung die angewandte Steuerung als sehr zweckentsprechend erweist. Während nämlich der Schieber in der Nähe seines grössten Ausschlages sehr langsam geht, bewegt er sich mit grosser Geschwindigkeit durch seine Mittellage hindurch.

---

1) Die geringe Wirkung des Gegendampfes ist hier ausser Acht gelassen. Für die Ausströmungscurve ist eine Linie angenommen, welche einer cubischen Parabel ähnlich ist und wie man sie auch an Indicatordiagrammen in Wirklichkeit gewöhnlich findet.

Die Entfernung der für gleiche Kurbelwinkel (hier $\omega = \frac{\pi}{6}$) bestimmten, in der Fig. 1, Taf. XXXII, ersichtlichen, eingeringelten Curvenpunkte (links) lässt das Geschwindigkeitsgesetz leicht erkennen.

In Fig. 9, Taf. XXXII, ist die constructive Ausführung einer solchen Steuerung deutlicher ersichtlich gemacht, als es auf Taf. XXIX möglich gewesen ist.

Leistung der Maschine.

Da es nicht wohl angeht, Maschinen bei 300 Touren mit dem Indicator zu untersuchen, so bleibt für die Bestimmung der indicirten Arbeit blos der Weg der Rechnung.

Ist der mittlere indicirte Druck beim Eingange p_i', derjenige beim Ausgange p_i'' die Kolbenfläche F_1 resp. F_2, die mittlere Kolbengeschwindigkeit c, so ist die indicirte Pferdestärkenzahl der Zwillingsmaschine:

$$N_i = 2 \cdot \frac{p_i' F_1 + p_i'' F_2}{2} \cdot \frac{c}{75}$$

und mit den oben gegebenen Werthen

$$N_i = \left(\frac{4{,}29 \cdot 113 + 4{,}752 \cdot 109}{75}\right) 1{,}8,$$

$$N_i = 24{,}0^{\text{PS}}.$$

Nimmt man an, dass die Admissionsspannung um $0{,}2^{\text{kg}}$ pro $1\,\square^{\text{cm}}$ geringer ist als die Kesselspannung, so dürfte die wahrscheinliche Leistung

$$N_i = 23{,}34^{\text{PS}}$$

sein. Der Dampfverbrauch stellt sich mit Rücksicht auf den schädlichen Raum pro Stunde auf

$$S = 3600 \cdot \frac{F_1 + F_2}{2} c\,\varepsilon (1+\sigma) = 3600 \frac{119 + 109}{2 \cdot 10\,000} \cdot 1{,}8 \cdot 0{,}61$$
$$= 48{,}6^{\text{cbm}}.$$

Das Gewicht des Admissionsdampfes von $6{,}4^{\text{kg}}$ pro $1\,\square^{\text{cm}}$ ist

$$\gamma_1 = 3{,}568$$

und daher das stündliche Dampfgewicht

$$D = 2\,S\gamma = 2 \cdot 48{,}6 \cdot 3{,}568 = 319{,}2^{\text{kg}}.$$

Die Maschine würde somit, wenn der Dampf trocken wäre und keine directen Dampfverluste stattfänden, pro Stunde und indicirte Pferdestärke verbrauchen:

$$D_0 = \frac{D}{N_i} = \frac{319{,}2}{23{,}34} \cong 13{,}5^{\text{kg}}.$$

Bei solchen rasch arbeitenden Maschinen kann man den Dampfverlust durch undichte Kolben u. s. w. nur gering anschlagen; das mitgerissene und condensirte Wasser darf mit 20 Proc. in Rechnung gebracht werden.

Es wurde demnach verbraucht $1{,}2 \cdot 13{,}5 = 16{,}2^{\text{kg}}$ auf eine indicirte Pferdestärke.

Bei „sechsfacher Verdampfung“ berechnet sich der Kohlenverbrauch für eine indicirte Pferdestärke

$$K_0 = \frac{D_0}{6\,N_i} = \frac{16{,}2}{6} = 2{,}7^{\text{kg}}.$$

Der Totalverbrauch pro Stunde wäre somit

$$64^{\text{kg}}.$$

Von Seiten der Erbauer des Schiffes wurde die Brennstoffmenge zu 60^{kg} angegeben. Man darf daher obige Annahmen als eine mit der Wirklichkeit verträgliche ansehen.

Um einen Begriff von der verhältnissmässig grossen Leistungsfähigkeit dieser kleinen raschlaufenden Schiffsmaschinen zu bekommen, wollen wir einige charakteristische Zahlen für dieselben aufstellen.

Es ist hier zunächst das Product aus Kolbengeschwindigkeit und Umdrehungszahl, welches für gewöhnliche Betriebsdampfmaschinen sich in den Grenzen von

$$cn = 100 \text{ bis } 200$$

hält, überraschend gross, nämlich

$$cn = 1{,}8 \cdot 300 = 540.$$

Mit der Zahl der Umdrehungen und mit wachsender Kolbengeschwindigkeit verstärken sich auch offenbar die Abnutzung, die Stösse und Vibrationen. Ebenso beeinflussen diese beiden Factoren die „störenden Bewegungen“. Man wird beim Construiren daher die Zahl $c.n$ stets im Auge zu behalten haben. Die störenden Bewegungen sind abhängig von der Massenwirkung der Getriebetheile und von gewissen Abmessungen der Maschine.

Die Beschleunigungsdrücke B für die in der Maschinenachse schwingenden Theile (Kolben, Kolbenstange, Kreuzkopf und etwa $^2/_3$ der Masse der Pleuelstange) sind (bei $L = \infty$) bekanntlich gleich der mit der Schubrichtung parallelen Componente der Centrifugalkraft, welche die schwingenden Massen entwickeln würden, wenn sie im Kurbelkreise (vom Radius R) rotirten.

Bezeichnet G das Gewicht der rein schwingenden Theile, ε die Winkelgeschwindigkeit, ω den Drehwinkel der Kurbel aus dem todten Punkte, so ist

$$B = C = \frac{G}{g} \varepsilon^2 R \cos \omega$$

und der zugehörige Kolbenweg

$$X = R(1 - \cos\omega),$$

woraus

$$\cos\omega = 1 - \frac{x}{R}$$

und somit

$$B = \frac{G}{g}\,\varepsilon^2 R\left(1 - \frac{x}{R}\right).$$

Für x als Abscisse, B als Ordinaten aufgetragen, ergiebt sich eine Gerade.

Für $\omega = 0^0$, 90^0, 180^0 wird
$B = C$, 0, $-C$.

Man ersieht, dass für eine gegebene Maschine, also für ein bestimmtes G und R der Massendruck mit ε^2 wächst. Es ist bis zur Hubmitte positiv, von da an bis ans Ende negativ. Die von den Massen zuerst aufgenommene Arbeit wird in der zweiten Hubhälfte wieder abgegeben.

Es lässt sich auch B durch c und n ausdrücken. Man hat

$$\varepsilon^2 = \frac{n^2\pi^2}{30^2} \text{ und } R\varepsilon^2 = \frac{\pi^2 R n^2}{30^2};$$

mit

$$c = \frac{R\,n}{15}$$

erhält man

$$R\varepsilon^2 = \frac{\pi^2}{60}\,.\,c\,n^2$$

und für die Todtpunkte

$$B = \frac{G}{g}\,\frac{\pi^2}{60}\,.\,c\,n \backsim \frac{G}{60}\,c\,n.$$

Gewöhnlich wünscht man, für das Auftragen im Diagramme, B_0 den Beschleunigungsdruck auf 1 □^{cm} der Kolbenfläche zu kennen. Ist die Kolbenfläche F_1 und setzt man

$$\frac{G}{F_1} = G_0,$$

so wird

$$B_0 = \frac{G_0}{60}\,c\,n.$$

Der Beschleunigungsdruck ist also direct proportional dem Producte $c.n$ oder dem „Geschwindigkeitsmodul“.

Für endliche Längen der Pleuelstange ist der genaue analytische Ausdruck für den Beschleunigungsdruck am Kurbelgetriebe[1]) äusserst complicirt und für gewöhnliche Berechnungen unhandlich.

Ein Annäherungsausdruck wurde von Radinger[1]) durch die Formel:

$$B_0 = C\left(\cos\omega + \frac{R}{L}\cos 2\,\omega\right)$$

gegeben. Es folgen für

$\omega = 0$, 45^0, 90^0, 135^0 und 180^0

die Werthe

$$C\left(1 + \frac{R}{L}\right),\ C\sqrt{\frac{1}{2}},\ -C\frac{R}{L},\ -C\sqrt{\frac{1}{2}},\ -C\left(1 - \frac{R}{L}\right).$$

Für den vorliegenden Fall, wenn $G_0 = 0{,}146^{kg}$ und $\frac{R}{L} \backsimeq \frac{1}{7}$ ist, wird

$$B_0 = \frac{540}{60}\,.\left(1 \pm \frac{1}{7}\right).\,0{,}146 = \begin{cases} \backsim 1{,}50^{kg} \\ \backsim 1{,}12^{kg}, \end{cases}$$

so dass der Druck auf den Kolben beim Eingange im äussern Todtpunkte um $1{,}50^{at}$ verringert, im innern um $1{,}12^{at}$ vermehrt wird. In Anbetracht des grossen Werthes von $c.n$ muss dieser Beschleunigungsdruck als gering angesehen werden. Die sehr leichten Getriebetheile verursachen demnach auch nur geringe störende Bewegungen in verticaler Richtung. Ebenso ist das Pleuelstangenverhältniss sehr günstig und demzufolge sind die horizontalwirkenden Kreuzkopf- und Lagerdrücke ebenfalls gering.

Sehr bezeichnend für diese Art von Maschinen ist ferner auch der Werth für die „Intensität“[2]), wie man die Leistung pro Cubikeinheit (1^{cbm}) des Cylindervolumens nennen kann. Dieselbe bestimmt sich aus

$$N_i = \frac{F p_i\,.\,c}{75}$$

und

$$V = F s,$$

zu

$$N_0 = \frac{N_i}{V} = \frac{p_i c}{75\,s} \text{ oder, da } \frac{c}{s} = \frac{n}{30},$$

$$N_0 = \frac{p_i n}{2250}.$$

1) Die genaue Curve für die Beschleunigungsdrücke am Kurbelgetriebe wurde zuerst durch Prof. T. Rittershaus auf graphisch-kinematischem Wege bestimmt (Civiling. 1878, S. 1). Professor Mohr hat die von Rittershaus gegebene Methode vereinfacht (Civiling. 1880, S. 75). Die wahre Gestalt weicht für kurze Pleuelstangen beträchtlich von der von Radinger für gewöhnliche Verhältnisse substituirten Parabel ab. Es können auch ausserdem zwischen den Todtpunkten grössere Beschleunigungen auftreten als in denselben.

1) Ueber Dampfmaschinen mit hoher Kolbengeschwindigkeit. Zweite vermehrte Auflage. Wien, Carl Gerold. 1872.

2) Die Aufstellung der „Intensitäten“ für die verschiedenen Arten von Dampfmaschinen liefert für den Constructeur sichere Anhalte zur Bestimmung der Cylindergrössen. Wir werden auf diesen Punkt gelegentlich zurückkommen.

Die Intensität ist also nur dem Producte aus dem mittleren Drucke und der Umdrehungszahl proportional. Mit

$$p_i = 4{,}345 . 10\,000 \text{ und } n = 300$$

wird

$$N_0 = \frac{4{,}345 . 10\,000 . 300}{2250} \cong 5700 \text{ pro } 1^{\text{cbm}},$$

also pro Liter

$$5.7^{\text{PS}}.$$

Zum Vergleiche sei nun angeführt, dass die gewöhnliche Betriebsmaschine gegenwärtig etwa mit

$$N_0 = 300 - 400^{\text{PS}}$$

arbeitet, während die Locomotive beiläufig

$$N_0 = 2500^{\text{PS}}$$

aufweist.

Eine „Wasserhaltungsmaschine“ erscheint gegen die angeführten Maschinen als eine sehr wenig kräftige oder intensive Maschine. Sie ergiebt

$$\text{ca. } N_0 = 25 - 50^{\text{PS}}.$$

Man erkennt schon aus diesen ungefähren Werthen, wie scharf sich nach der Intensität die verschiedenen Klassen von Kolbenmaschinen trennen.

Eine so hohe Intensitätszahl, wie bei der in Rede stehenden Maschine, wird allerdings nur dann erreichbar, wenn man sich mit geringer Ausnutzung des Dampfes zufrieden giebt oder die Dampfspannung noch mehr steigert. Die Umdrehungszahl kann unter ähnlichen Umständen, wie die vorliegenden, nicht wesentlich höher genommen werden, wenn man den Wirkungsgrad der Schraube nicht allzu sehr herabdrücken will. Bei grossen Schiffsmaschinen können so grosse Intensitäten nicht erreicht werden. Der Dampfer des norddeutschen Lloyd „Elbe“ hat bei $N_i \cong 5000$ nur $N_0 \cong 350$, also so viel wie eine gewöhnliche Betriebsmaschine.

Rasch laufende, intensive Maschinen erscheinen in Bezug auf Wärmeverlust und Verluste durch Undichtheiten, welche bei einer gegebenen Maschine nur der Zeit proportional sind, sehr günstig gestellt; ungünstig hingegen bei grossem n in Bezug auf die Wirkung des schädlichen Raumes, der um so öfter gefüllt werden muss, je grösser bei gegebenem c n wird.

Sämmtliche arbeitenden Flächen haben bei grösserer Intensität[1]) auch mehr Reibungsarbeit aufzunehmen, und es wird einer raschen Abnutzung der Paarungsflächen dadurch begegnet werden müssen, dass man die specifischen Flächenpressungen vermindert, sehr politurfähige Materialien anwendet und für gute Schmierung sorgt.

1) Es kann auch für die molekularen Zustände der Getriebetheile nicht gleichgültig sein, wie viel Arbeit in der Zeiteinheit dieselben „durchströmt“.

Wir finden auch, dass bei dem ausgeführten Maschinchen die Lager- und Zapfendrücke ungewöhnlich gering sind.

Die Drehkraft, welche von dem Zwilling bei der normalen Füllung und Umdrehungszahl entwickelt wird, lässt sich mit Rücksichtnahme auf die Einwirkung der schwingenden Massen leicht aus den Indicatordiagrammen (Fig. 5, Taf. XXXII) entwickeln.

Zu diesem Zwecke hat man zunächst die Kolbendruckdiagramme für Ein- und Ausgang (Fig. 6 und 7, Taf. XXXII) zu zeichnen. Man erhält sie aus den Indicatordiagrammen, indem man in denselben die Gegendrucklinien vertauscht und so umlegt, dass die Compressionslinie mit der Einströmungscurve auf das Ende des Hubes fällt. Hierauf wird der Leergangsdruck q_r von den Ordinaten des Dampfdruckdiagrammes abgezogen. Das Gewicht der Getriebetheile G_0' ist für den Niedergang dann noch zu addiren, dasjenige (G_0'') für den Aufgang zu subtrahiren. Nun vereinigt man das Diagramm für den Massendruck mit dem so erhaltenen Diagramm und beachtet dabei, dass der Beschleunigungsdruck in der Periode vom jeweiligen todten Punkte bis zum Geschwindigkeitsmaximum vom Dampfdrucke abzuziehen, in der darauffolgenden Verzögerungsperiode zu addiren ist. Die Massendruckdiagramme für Ein- und Ausgang liegen symmetrisch zur X-Achse. Die so resultirenden Axialdrücke erleiden noch eine Reduction durch den Reibungsverlust, welcher diesen Drücken proportional ist.[1]) Man hat sonach diese Kräfte noch mit dem bekannten Verhältnisse $\frac{1}{1+\delta}$ zu multipliciren, um den effectiven Axialdruck P' zu erhalten.

Der effective Axialdruck giebt, wenn man ihn || zur Schubrichtung im Kurbelzapfenmittel aufträgt, durch Zerlegung in eine Senkrechte zur Kurbel und in die Richtung der letzteren die Drehkraft T'. Dieselbe erhält man für jede Kurbelstellung noch einfacher, wenn man $P' = EJ$ vom Zapfenmittel E auf dem Kurbel-

1) Streng genommen dürfte nur jener Theil der variablen Reibung, welcher an den in der Schubrichtung sich bewegenden Theilen, also Kolben, Kolbenstange und Kreuzkopf hervorgebracht wird, in Abzug gebracht werden. Den übrigen Theil müsste man direct von der Drehkraft subtrahiren.

strahl AE abträgt und im Punkte J eine Senkrechte zur Schubrichtung bis zum Schnitte S mit der Pleuelstangenrichtung ES errichtet. JS ist die effective Drehkraft T'. Sämmtliche Kräfte sind in Kilogr. pro □cm aufgetragen und man erhält auch deshalb T' in Kilogr. pro □cm. (Siehe Fig. 8, Taf. XXXII.)

In Fig. 9, Taf. XXXII, ist als Abscisse der Bogen $R\omega = MN$ abgewickelt und im Punkte N ist T' als Ordinate aufgetragen. Die so entstehenden Drehkraftdiagramme geben die effective Arbeit. Da die beiden Maschinen ganz gleichartig wirken, so braucht man nur zwei solcher Diagramme so aufeinander zu legen, dass sie um $\frac{\pi}{2}$ in der Abscisse gegen einander verschoben erscheinen. Die Addition der zusammenfallenden Ordinaten T_1' und T_2' giebt die Gesammtdrehkraft T_e'. ($PTUQ$.) Da der Widerstand als constant angenommen werden darf (Widerstand der Schraube), so braucht man die Drehkraftdiagrammfläche nur in ein Rechteck von der Länge $2R\pi$ und der Höhe T_m' zu verwandeln, um denselben zu finden. T_m' ist die mittlere Tangentialkraft. Das in Fig. 9 dargestellte Diagramm ergiebt eine mittlere effective Drehkraft von $T_m' = 570^{\text{kg}}$ und eine effective Arbeit von $N_e = 20{,}64^{\text{PS}}$, welche der Schraube zugeleitet wird.

Als Wirkungsgrad der Maschine ergiebt sich daher

$$\eta_1 = \frac{N_e}{N_i} = \frac{20{,}64}{23{,}34} = 0{,}885.$$

Aus dem Verlaufe der Gesammtdrehkraft-Curve erkennt man, dass für jede Umdrehung vier Beschleunigungen und vier Verzögerungen in der Umdrehungsbewegung eintreten. Bei der vorliegenden Arbeitsvertheilung liegt das absolute Geschwindigkeitsmaximum w_{max} bei P, das absolute Minimum w_{min} hingegen bei Q. Die algebraische Summe der zwischen diesen beiden Punkten liegenden Arbeitsflächen entspricht der auf Beschleunigung von w_{min} auf w_{max} verwendeten Arbeit. Um diese Arbeit zu finden, hat man blos den Quotienten aus dieser Flächensumme (ΣF) und derjenigen Fläche F_0, welche der mittleren effectiven Drehkraftarbeit entspricht, zu bilden und diesen Quotienten mit der Drehkraftarbeit pro Umdrehung zu multipliciren.

Man hat also

$$\frac{\Sigma F}{F_0} = \varphi_0$$

und die Beschleunigungsarbeit

$$L = \varphi_0 F T_m' 2 R\pi = \varphi_0 L_0.$$

Es ergab sich

$$\varphi_0 = 0{,}041,$$

$$T_m' 2 R\pi = 326{,}87^{\text{mkg}}$$

und damit

$$L = 13{,}4^{\text{mkg}}.$$

Nimmt man eine mittlere Umdrehungsgeschwindigkeit

$$w = \frac{w_{max} - w_{min}}{2}$$

an und definirt den **Ungleichförmigkeitsgrad** durch

$$U = \frac{w_{max} - w_{min}}{w},$$

so findet sich

$$w_{max}^2 - w_{min}^2 = 2 U w^2,$$

und weil die Beschleunigungsarbeit L gleich der von den rotirenden Massen (M_0) aufgenommenen Arbeit sein muss, so erhält man

$$L = \varphi_0 F_1 T_m' . 2 R\pi = \frac{M_0 (w_{max}^2 - w_{min}^2)}{2}.$$

Aus diesen beiden letzten Beziehungen folgt

$$M_0 U w^2 = \varphi_0 . F . T_m' . 2 R\pi = \frac{G_0}{g} . U w^2,$$

wobei G_0 das auf R reducirte Gewicht der rotirenden Theile ist. Es ergiebt sich das reducirte Gewicht

$$G_0 = g . \varphi_0 . \frac{F_1 T_m' 2 R\pi}{R w^2}.$$

Der Ungleichförmigkeitsgrad wird:

$$U = g . \varphi_0 \frac{L_0}{G_0 w^2} = \frac{4g}{\pi^2} \varphi_0 \frac{L_0}{G_0 c^2} \backsim 4 \varphi_0 \frac{L_0}{G_0 c^2}$$

$$\cong 900 \varphi_0 \frac{L_0}{G_0 R^2 n^2}.$$

Den Werth φ_0 kann man als „**Ungleichförmigkeitsmodul**“ bezeichnen. Diesem Werthe ist die **Ungleichförmigkeit proportional** und man braucht nur φ_0 zu bestimmen, um die verschiedenen Systeme hinsichtlich der **Gleichförmigkeit** der Drehung zu vergleichen.

Die rotirenden Theile sind hier sehr klein; es beträgt das reducirte Gewicht derselben ca. 900^{kg}; hiermit ergiebt sich

$$U = 0{,}018.$$

Es mag hiernach hervorgehoben werden, dass der Gang der Maschine, wenn auch nicht ein geräuschloser, so doch ein so ruhiger und gleichförmiger war,

als man unter den obwaltenden Umständen nur erwarten konnte. Würde man die Compression auch auf dem Ausgange so gross gehalten haben, wie beim Niedergange, so würde die Hubumkehr fast unhörbar erfolgt sein.

Dimensionen und Arbeitsverhältnisse.

Maschine.

Durchmesser (Bohrung) der Cylinder	$D = 120^{mm}$,
Hub	$s = 180^{mm}$,
Hubverhältniss	$\frac{s}{D} = 1{,}5$,
Kolbenfläche aussen	$F_1 = 113\,\square^{cm}$,
Kolbenfläche innen	$F_2 = 109\,\square^{cm}$,
Cylindervolumen (einfach) . . .	$F_1 s = 2{,}034^{l}$,
Verhältniss des schädlichen Raumes	$\sigma = 0{,}09$,
Länge der Pleuelstange	$L = 550^{mm}$,
Längenverhältniss derselben . . .	$\frac{L}{R} = 6{,}1$,
Dicke der Kurbelzapfen	$d_0 = 50^{mm}$,
Länge der Kurbelzapfen	$l_0 = 50^{mm}$,
Dicke der Wellenhälse	$d = 150^{mm}$,
Länge der Wellenhälse	$l = 110^{mm}$,
Längenverhältniss der Kurbelzapfen	$\frac{l_0}{d_0} = 1$,
Längenverhältniss der Wellenhälse	$\frac{l}{d} = 2{,}2$,
Umdrehungszahl in der Minute . .	$n = 300$,
Kolbengeschwindigkeit	$c = 1{,}8^{m}$,
Geschwindigkeitsmodul	$c \cdot n = 450$,
höchster concessionirter Dampfdruck	$p_0 = 8^{kg}$ abs.,
normaler Betriebsüberdruck .	$\frac{4}{5}(p_0 - 1) = 5{,}6^{kg}$,
Admissionsdruck	$p_1 = 6{,}4$,
normale Füllung	$\varepsilon \cong 0{,}60$,
specifischer Flächendruck auf die Kurbelzapfen	$55{,}6^{kg}$ pro $1\,\square^{cm}$,
specifischer Flächendruck auf die Wellenzapfen	$25{,}3^{kg}$ pro $1\,\square^{cm}$,
mittlerer indicirter Druck . . .	$p_i = 4{,}345^{kg}$,
Gegendruck	$q_0 = 1{,}15^{kg}$,
Leergangsreibung	$q_r = 0{,}15^{kg}$,
Coëfficient für die variable Reibung	$\delta = 0{,}1$,
indicirte Leistung	$N_i = 23{,}34^{PS}$,
Wirkungsgrad der Maschine . . .	$\eta_1 = 0{,}885$,
effective Leistung (ohne Reibung der Schraubenwelle)	$N_e = 20{,}64^{PS}$,
effective Leistung für die Schraube	$N_e' = 19{,}8^{PS}$,
Intensität der Maschine	$N_0 \cong 5700^{PS}$,

Steuerung.

Kanalquerschnitt:

im Spiegel .	$f = aB = 1{,}3 \cdot 12{,}0 = 15{,}6\,\square^{cm}$,
im Cylinder	$f' = a'B' = 1{,}2 \cdot 12 = 14{,}4\,\square^{cm}$,

Verhältniss des Kanalquerschnittes zu F_1:

im Spiegel	0,138,
im Cylinder	0,11,
nach der alten Regel $\frac{f}{F_1} = \frac{c}{30} =$.	0,06,
Kanalweite im Spiegel	$a = 13^{mm}$,
Kanalbreite „ „	$B = 120^{mm}$,
Verhältniss	$\frac{B}{a} = 9{,}23$,
lineares Voreilen (angeblich) . . .	$\nu = 1{,}5^{mm}$,
äussere Ueberdeckung aussen .	$e_1 = 8^{mm}$,
äussere Ueberdeckung innen . .	$e_2 = 8^{mm}$,
innere Ueberdeckung aussen . .	$i_1 = -4{,}5^{mm}$,
innere Ueberdeckung innen . .	$i_2 = +4{,}5^{mm}$,
Lappenbreite des Schiebers aussen .	$\lambda_1 = 16{,}5^{mm}$,
Lappenbreite des Schiebers innen .	$\lambda_2 = 25{,}5^{mm}$,
Muschelweite des Schiebers	$\lambda_0 = 62$,
Ausströmungsweite	$a_0 = 38^{mm}$,
Länge des Schiebers	$l = 104^{mm}$,
ganze Breite des Schiebers	$B_0 = 150^{mm}$,
Stegdicke	$b = 12^{mm}$,
Excentricität	$r = 13{,}5^{mm}$,
Länge der Excenterstange	$l = 95^{mm}$,
Verlängerung der Excenterstange .	$l_1 = 62^{mm}$,
Länge der Schwinge	$l_2 = 110^{mm}$,
Länge der Schiebergelenkstange . .	$l_3 = 640^{mm}$,

grösste Kanalöffnung (bei $\varepsilon = 0{,}6$):

aussen	$a' = \frac{4}{13}\,a = 4^{mm}$,
innen	$a'' = \frac{5{,}5}{13}\,a = 5{,}5^{mm}$.

Die Schraube.

Die dreiflügelige, broncene, auf der gussstählernen Welle aufgekeilte Schraube ist in Fig. 5, Taf. XXXI, in einer hinteren Ansicht und in zwei Seitenansichten (Fig. 5ª und 5ᵇ), dargestellt.

Die Hauptdimensionen sind:

Durchmesser der Schraube	$2R = 0{,}9^{m}$,
Durchmesser der Nabe	$2r = 0{,}15^{m}$,
Ganghöhe oder Steigung	$h = 1{,}05^{m}$,
Randwinkel	$\alpha = 20^{0}22'$,
Steigung an der Nabe	$\alpha' \cong 66^{0}$,
Tangente des Randwinkels	$tg\,\alpha = 0{,}37$,

Projection der Flügelflächen (ohne Abzug für die Nabe) . . . . $F_1 = 0{,}149$,
Nabenprojection . . . . $F_0 = 0{,}018\,\square^m$,
Projection der wirksamen Flügelflächen . . . . $F_1 - F_1' = 0{,}145\,\square^m$,
Verhältniss des Nabendurchmessers zum Schraubendurchmesser . . $\frac{r}{R} = \frac{1}{6}$,
Verhältniss der Projection der Flügelflächen zur Projection des vollen Ganges . . . . $\frac{1}{m} = \frac{F_1}{R^2\pi} \backsimeq 0{,}234$,
Umdrehungszahl pro Minute . . . $n = 300$,
Winkelgeschwindigkeit . . . . $\frac{n\pi}{30} = \varepsilon = 31{,}4$,
Umfangsgeschwindigkeit . . . . . $w = 14{,}13^m$,
Schiffsgeschwindigkeit (bei $n = 300$) . $u = 4{,}1^m$,
Axialgeschwindigkeit der Schraube

$$c = R\,.\,\omega\,.\,tg\,\alpha = 5{,}228^m,$$

scheinbarer Rücklauf . . . . . $c - u = 1{,}128^m$,
Verhältniss des scheinbaren Rücklaufes

$$\sigma = \frac{c-u}{c} = 1 - \frac{u}{c} = 0{,}21,$$

Wirkungsgrad der Schraube (ohne Reibung und Kantenwiderstand) $\eta_2 = \frac{u}{c} = 0{,}778$,
Verhältniss des wahren Rücklaufes

$$\sigma' = \frac{c-u'}{c} = 1 - \frac{u-u_0}{c} = 0{,}74,$$

Nachstrom in der Secunde . . . . $u_0 = 2{,}637^m$,
Verhältniss des Nachstromes . . . $\nu = \frac{u_0}{u} = 0{,}64$.

Triebkraft der Schraube.

Hätte das Wasser, in welchem die Schraube arbeitet, dieselbe Relativgeschwindigkeit u gegen das Schiff, wie letzteres gegen das ungestörte Wasser, so wäre die Triebkraft, welche eine volle Schraube vom Randsteigungswinkel α und bei der Maximalgeschwindigkeit $c = R\varepsilon\,tg\,\alpha$ entwickelt,

$$P = 2\,\xi_1 \frac{\gamma}{2g}\,.\,(c-u)^2\,R^2\pi\,(1 + 2\,tg^2\,\alpha\,logn\,sin\,\alpha).$$

Hier ist $2\xi_1$ der Coëfficient für die Bestimmung des Wasserstosses, γ das Gewicht von 1^{cbm} Wasser und g die Erdbeschleunigung.

Setzt man die Winkelfunction für α

$$1 + 2\,tg^2\,\alpha\,logn\,sin\,\alpha = \Phi$$

und für α', r entsprechend Φ', so schreibt sich die Formel für eine Schraube, deren Flügel im Radius r an die Nabe anschliessen und deren Flügelprojection

$$F_1 - F_1' = \frac{1}{m}(R^2\pi - r^2\pi) = \frac{R^2\pi}{m}\left(1 - \left(\frac{r}{R}\right)^2\right)$$

ist, wie folgt:

$$P = 2\,\xi_1 \frac{\gamma}{2g}(c-u)^2 \frac{R^2\pi}{m}\left[\Phi - \left(\frac{r}{R}\right)^2 \Phi'\right].$$

Für

$$2\,\xi_1 = 3\,[1]),\quad \frac{\gamma}{2g} \backsimeq 51,\quad c = 5{,}228,\quad u = 4{,}1,\quad F_1 = 0{,}149,$$

$$\left(\frac{r}{R}\right)^2 = \frac{1}{36},\quad \Phi = 0{,}711,\quad \Phi' - \left(\frac{r}{R}\right)^2 \Phi' = 0{,}708$$

folgt

$$P = 20{,}6^{kg}\ (!)$$

Es zeigt sich auch hier wieder, dass die Resultate dieser Theorie mit der Wirklichkeit ganz und gar nicht übereinstimmen.

Es lässt sich nämlich leicht übersehen, dass die Triebkraft, welche diese Schraube bei 300 Umdrehungen in der Minute entwickelt, eine viel grössere sein muss.

Nun ist nach Versuchen, welche Isherwood[2]) mit kleinen Schiffen angestellt hat, für Geschwindigkeiten von 5 bis 8,5 Seemeilen in der Stunde, der Schiffswiderstand in Kilogrammen annähernd

$$P' = W = (K_1\,F_2 + K_1'\,O)\,u^2,$$

wobei F_2 der Spant, O die Oberfläche des eingetauchten Schiffskörpers und K_1 und K_1' die entsprechenden Coëfficienten sind. Für Geschwindigkeiten in der Nähe von 4^m in der Secunde kann man aus den genannten Versuchen ableiten:

$$K_1 = 4{,}6,$$
$$K_1' = 0{,}225.$$

Es wird somit

$$W = (4{,}6\,.\,F_2 + 0{,}225\,O)\,u^2.$$

Mit

$$F_2 \backsimeq 1{,}2\,\square^m,\quad O \backsimeq 36\,\square^m \text{ (inclusive Ruder)}$$

wird

$$P' = W = 228{,}9 \backsimeq 229^{kg}\,[3]).$$

Nach der indicirten Pferdestärkezahl der Maschine würde sich ergeben

$$P' = \eta\,.\,\frac{75\,N_i}{u}.$$

---

1) Nach Rankine ist $2\xi_1 = 2{,}76$ zu setzen, was eine noch geringere Triebkraft ergeben würde.

2) The journal of the Franklin institute 1875, Heft 4 u. f.

3) Es sei hier bemerkt, dass die Formel von Bourgeois für Schiffe dieser geringen Grösse viel zu kleine Werthe für P' ergiebt. (Siehe Redtenbacher, Resultate für den Maschinenbau. 5. Aufl. Seite 352.)

Der totale Wirkungsgrad ist das Product aus dem Wirkungsgrade η_1 der Dampfmaschine nebst Kraftleitung und demjenigen (η_2) der Schraube.

Es ist

$$\eta = \eta_1 \eta_2.$$

η_1 fanden wir zu 0,885; rechnet man noch 3,5 Proc. für die Reibung im Kammlager und im Sternlager ab, so wird

$$\eta_1 = 0{,}85.$$

Für die Schraube darf man $\eta_2 = 0{,}7$ setzen, da $N_i = 23{,}34$ und $u = 4{,}1$ (letzteres ist Versuchsergebniss), so folgt

$$\eta = 0{,}595 \text{ und } P' = 251^{\text{kg}},$$

also noch grösser als nach Isherwood.

Wir wollen den auf die Versuche sich stützenden Werth

$$P' = 229^{\text{kg}}$$

dazu benutzen, die Formel für die Bestimmung der Triebkraft der Schraube zu corrigiren.

Der Grund, weshalb jene Formel viel zu kleine Werthe ergiebt, liegt einfach darin, dass man $c - u$, den scheinbaren Rücklauf, statt des wirklichen $c - u'$ einführt.

Die Schraube arbeitet hinter dem Achtersteven im „Kielwasser“, gegen welches, wie schon bemerkt, das Schiff eine kleinere Relativgeschwindigkeit besitzt, als gegen das seitwärts vom Schiffe liegende, noch ungestörte Wasser. Hinter dem Schiffe macht sich ein „Nachstrom“ bemerkbar, welcher die Relativgeschwindigkeit, also den wirklichen Rücklauf der Schraube vermehrt. Infolge dessen entwickelt die Schraube bei gleicher Umdrehungszahl eine grössere Triebkraft. Selbstverständlich erheischt sie auch einen bedeutenderen Arbeitsaufwand von Seiten der Maschine. Es ist daher kein Vortheil, wenn der wirkliche Rücklauf grösser ist als der scheinbare, im Gegentheil: es deutet ein starker Nachstrom auf einen verhältnissmässig grossen Schiffswiderstand.

Mit obigen Werthen lässt sich, allerdings nur annähernd (wegen Nichtberücksichtigung der Reibung etc.), der wahre Rücklauf bestimmen. Aus der Gleichung für P folgt u', der wahre Rücklauf, wenn man darin $P = P'$ setzt. Es ist

$$c - u' = \sqrt{\frac{P'}{K F_1 \left(\Phi - \left(\frac{r}{R}\right)^2 \Phi'\right)}}$$

und das Verhältniss des wahren Rücklaufes zur Axialgeschwindigkeit der Schraube

$$\sigma' = \frac{c - u'}{c} = 1 - \frac{u'}{c} = \frac{1}{c} \sqrt{\frac{P'}{K F_1 \left(\Phi - \left(\frac{r}{R}\right) \Phi'\right)}}.$$

Nach Einsetzung der bekannten Werthe erhält man

$$\sigma' = \frac{3{,}76}{5{,}228} \cong 0{,}72 \text{ und } u' = 1{,}368^{\text{m}}.$$

Dieser grosse wirkliche Rücklauf muss stattfinden, wenn (unter der Annahme, dass der Wasserwiderstand mit dem Quadrate der Geschwindigkeit wächst) $P' = 229^{\text{kg}}$ entwickelt werden soll, welche Triebkraft für das vorliegende Schiff kaum zu hoch bemessen ist.

Das Verhältniss des „Nachstromes“ u_0 zur Schiffsgeschwindigkeit u wird, da

$$u' = u - u_0 \text{ und } u_0 = u - u'$$

ist,

$$\nu = \frac{u_0}{u} = \frac{u - u'}{u} = \frac{4{,}1 - 1{,}463^{\text{m}}}{4{,}1} = \frac{2{,}637^{\text{m}}}{4{,}1} = 0{,}64.$$ [1])

Um auf rationelle Art die Schrauben berechnen zu können, müsste erst die Abhängigkeit des Nachstromes von der Schiffsform und Schiffsgeschwindigkeit bestimmt sein. Vorläufig wird man sich mit einer wahrscheinlichen Annahme über dessen Grösse begnügen müssen. Der Nachstrom ist bei der Probefahrt auch augenscheinlich sehr gross gewesen.

Der Wirkungsgrad der Schraube wird nun

$$\eta_2 = \frac{P' . u}{\eta_1 . 75 . N_i} = \frac{229 . 4{,}1}{0{,}85 . 75 . 23{,}34} \cong 0{,}63,$$

während er aus dem scheinbaren Rücklaufe sich zu

$$\eta_2 = \frac{u}{c} = \frac{4{,}1}{5{,}228} = 0{,}78$$

ergiebt.

Gewichtsverhältnisse.

Bruttotragfähigkeit	$D = V\gamma \cong 10\,000^{\text{t}}$,
Gewicht des eisernen Schiffsgefässes	$\mu_1 D = 3000^{\text{kg}}$,
Gewicht des Ausbaues	$\mu_2 D = 1200^{\text{kg}}$,
Inventar	$\mu_3 D = 500^{\text{kg}}$,
Gewicht des Schiffes ohne Maschine und Kessel	$\mu' D = 4700^{\text{kg}}$,
Kohlen	$\mu_4 D = K = 1500^{\text{kg}}$,
Nutzlast (10 Personen ohne Gepäck)	$\mu''' D = N = 600^{\text{kg}}$,

1) Grashof leitet aus den Versuchen mit grösseren älteren Schiffen (Redtenbacher, Resultate für den Maschinenbau. 5. Aufl. S. 379) $\nu = 0{,}45$ ab. Kapp (Civiling. Bd. XX, S. 403) giebt in dem sehr lehrreichen Aufsatze über die Schraube für grosse neuere Schiffe nur $\nu = 0{,}1 - 0{,}15$ an.

Gewicht des Kessels (mit Armatur) . . . . $\mu_5 D = G_1 = 1500^{kg}$,
Gewicht des Wassers im Kessel $\mu_6 D = W = 850^{kg}$,
Gewicht der Maschine und des Propellers . . . . . $\mu_7 D = G_2 = 850^{kg}$,
Totalgewicht des Schiffes . . 9400^{kg}.

Folgende Einheitssätze hieraus werden dem Constructeur als Anhalt dienen:

$\mu_1 = 0{,}3$, $\mu_2 = 0{,}12$, $\mu_3 = 0{,}05$,

$\mu_4 = 0{,}15$, $\mu_5 = 0{,}15$, $\mu_6 = 0{,}085$, $\mu_7 = 0{,}085$,

$\mu' = \mu_1 + \mu_2 + \mu_3 = 0{,}47$, $\mu'' = \mu_4 + \mu_5 + \mu_6 + \mu_7 = 0{,}47$,
$\mu''' = 0{,}06$.

Die Gewichte des Kessels und der Maschine bezieht man gewöhnlich auf die indicirte Pferdestärkenzahl. — Man erhält hier folgende Werthe:

Gewicht der Maschine pro 1 ind. PS. 36^{kg},
Gewicht der Kessel mit Wasser pro 1 ind. PS. 100^{kg},
Gewicht des ganzen Treibapparates pro 1 ind. PS. 136^{kg},
indicirte Pferdestärken pro Tonne Verdrängung:

$$\frac{N_i}{D} = 2{,}3.$$

Diese Zahl ist besonders charakteristisch und zeigt wie gross der Widerstand bei kleinen Schiffen ist. Gewöhnlich haben grosse Schiffe bei viel höheren Geschwindigkeiten blos $^1/_2$—1^{PS} pro Tonne. Das schnellste Schiff des norddeutschen Lloyd „Elbe“ hat nur $\frac{N_i}{D} \backsim \frac{5}{6}$ PS und erreicht dabei die ausserordentliche Geschwindigkeit von 17 Knoten.

Das Ruder.

Dasselbe liegt hier hinter der Schraube und besitzt eine

Länge (‖ zur Wasserlinie) von $0{,}65^m = 0{,}05\,L$,
eine Fläche von . . . . . $0{,}6\,\square^m = 0{,}5\,F_2$.

(Die grösste Länge liegt in der Höhe der Schraubenwellenachse.)

Schliesslich sei hier noch hervorgehoben, dass bei der Probefahrt der Gang der Maschine, die Haltung des Schiffes, seine Steuerfähigkeit und Stabilität allen gestellten Anforderungen vollkommen entsprochen haben.

Versuche über die Dampfverluste in der Dampfmaschine.

Von

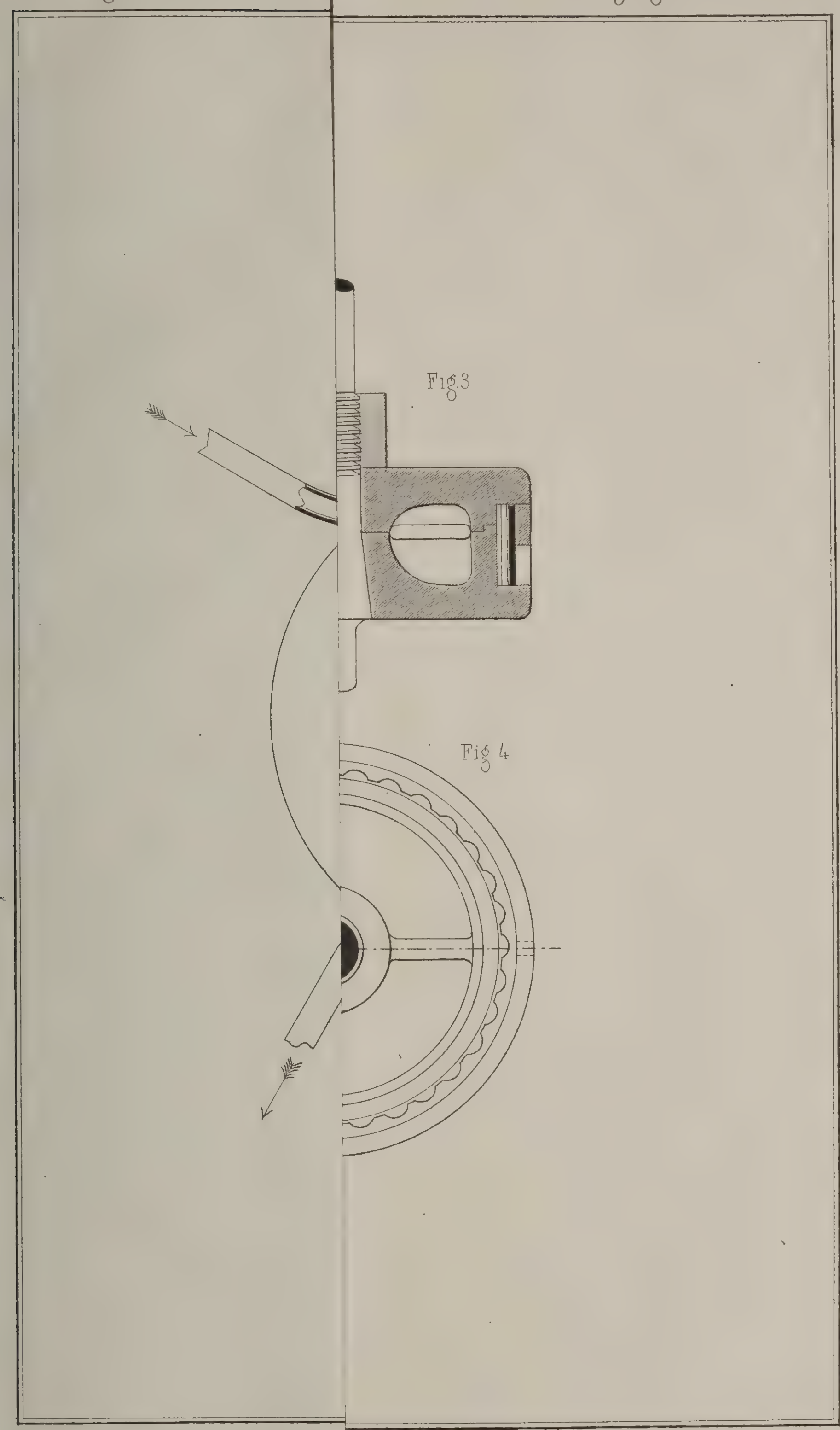
R. Escher in Zürich.

(Hierzu Tafel XXXIII.)

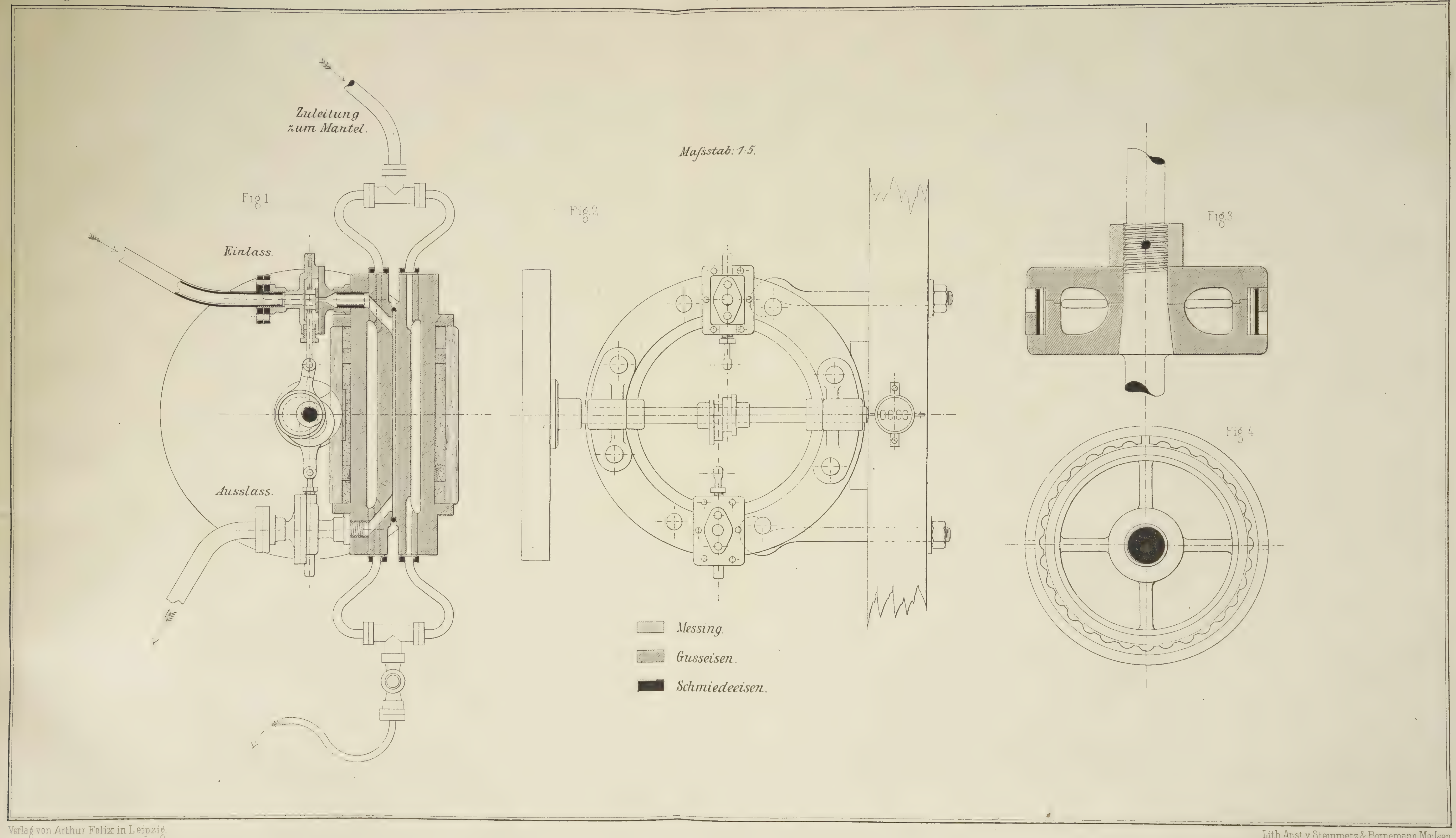
Zwischen dem Speisewasserverbrauch und dem aus dem Admissionsvolumen und der Admissionsspannung berechneten sogenannten theoretischen Dampfverbrauch besteht bekanntlich ein sehr grosser Unterschied, welcher im günstigsten Falle ca. 30 Proc. der Speisewassermenge beträgt, aber leicht auf mehr als das Doppelte steigen kann.

Auf die Entstehung dieser Differenz wirken mehrere Ursachen. Einmal findet ein Dampfverlust durch die Undichtigkeit des Kolbens und der Steuerungswerkzeuge statt. Sodann besteht der Inhalt des Cylinders am Ende der Admission nicht aus reinem Dampfe, sondern enthält einen bedeutenden Bruchtheil Wasser. Dieser Wassergehalt rührt zunächst her von mechanisch aus dem Kessel mitgerissenem Wasser. Vermehrt wird derselbe durch das in der Leitung, im Schieberkasten u. s. w. sich bildende Condensationswasser, dessen Ableitung nie vollständig gelingen wird. Endlich bildet sich eine weitere Wassermenge beim Eintritte des Dampfes in den Cylinder durch Niederschlagen an den von der vorhergehenden Ausströmungsperiode abgekühlten Cylinderwandungen.

Wollte man daher den Dampfverbrauch einer Maschine in allen Theilen controliren, so hätte sich die Beobachtung auf folgende Punkte zu erstrecken:



Verlag von Arthur Felix in Leipzig. Lith. Anst. v. Steinmetz & Bornemann. Meißen.



Verlag von Arthur Felix in Leipzig. Lith. Anst. v. Steinmetz & Bornemann. Meißen.

1) Wassergehalt des Dampfes beim Eintritt in den Cylinder.
2) Condensation an den Cylinderwandungen während der Admission.
3) Verluste durch Undichtigkeit des Kolbens.
4) Verluste durch Undichtigkeit der Steuerungswerkzeuge (Schieber, Ventile).

Meines Wissens liegen bis jetzt nur Versuche betreffend Punkt 1) vor. Leider müssen die Resultate dieser Versuche als unzuverlässig bezeichnet werden; denn wir haben nur sehr geringe Sicherheit dafür, dass der meist kleine Bruchtheil des Dampfes, welcher für die calorimetrische[1]) Bestimmung des Wassergehaltes dient, einen richtigen Durchschnittswerth repräsentire.

Betreffend die übrigen Punkte dagegen besitzen wir bis anhin keine directen Beobachtungen, und es blieb somit dem Gutfinden eines Jeden überlassen, den Verlust auf die verschiedenen Ursachen zu vertheilen. Während man allgemein die Verluste sub 4) als gering betrachtet, wird von einer Seite das Manco ausschliesslich auf Rechnung der Condensation beim Eintritt in den Cylinder geschrieben, dagegen von anderer Seite der Grund für die Verluste in der Undichtigkeit des Kolbens gesucht, unter Hinweis darauf, dass bei der kurzen Berührungsdauer zwischen Dampf und Cylinderwandung ein so intensiver Wärmeaustausch nicht stattfinden könne, wie man ihn annehmen muss, falls man der Condensation während der Admission einen Einfluss einräumen will.

Die Versuche über welche ich hiermit Bericht erstatte, wurden von mir zu dem Zwecke angestellt, die unter 2) und 3) angeführten Verluste, jeden für sich, zu bestimmen. Wenn es mir auch nicht gelungen ist, die Frage in der Vollständigkeit zu beantworten, wie ich anfangs hoffte, wenn auch die bestimmten Einzelverluste mit der Gesammtsumme der Verluste noch nicht recht stimmen wollen, so glaube ich doch, dass die gefundenen Resultate nicht ohne allgemeineres Interesse sind. So viel man auch gegen die Genauigkeit der gefundenen Zahlenwerthe und deren allgemeine Gültigkeit einwenden kann, scheint mir die Untersuchung doch einige nützliche Ergebnisse zu Tage gefördert zu haben, und wenn es auch nur die unzweifelhaften Aufschlüsse über die Richtung wären, in welcher man den Nutzen des Dampfmantels zu suchen hat.

1) Die chemisch-analytische Methode ist hier selbstverständlich nicht am Platze, weil ja diese die durch Condensation in der Leitung zwischen Kessel und Cylinder entstandene Vermehrung des Wassergehaltes nicht anzuzeigen im Stande ist.

1) Bestimmung der Condensation an den Cylinderwandungen während der Admission.

Die Durchführung dieser Bestimmung in der Dampfmaschine selber ist wohl ein Ding der Unmöglichkeit; dagegen liess sie sich mit Hülfe eines besonderen Versuchsapparates ohne Schwierigkeiten ausführen.

Wird ein Gefäss mit gusseisernen Wandungen durch eine kleine Steuerung abwechselnd mit einem Dampfkessel und mit einer gekühlten Vorlage in Verbindung gebracht, so muss sich in ganz ähnlicher Weise wie im Cylinder einer arbeitenden Dampfmaschine an den Wänden ein abwechselndes Condensiren und Wiederverdampfen vollziehen. Durch Vergleichung der aus der Vorlage gewonnenen Wassermenge mit dem Volumen des Gefässes resp. dem diesem Volumen entsprechenden Gewichte des reinen gesättigten Dampfes ergiebt sich ohne Weiteres die beim Eintritte niedergeschlagene Dampfmenge. Durch rascheres oder langsameres Bewegen der Steuerung lässt sich die Eintrittsdauer beliebig ändern und deren Einfluss bestimmen.

Der Apparat, welchen ich mir für die Untersuchung anfertigte, ist in Fig. 1 und 2, Taf. XXXIII, in Verticalschnitt und Vorderansicht dargestellt. Wie die Zeichnung erkennen lässt, wird der Versuchsraum durch zwei runde gusseiserne Platten mit einem dazwischen gelegten zusammengelötheten Ring aus Kupferdraht gebildet.

Zwei weitere aussen aufgelegte Platten schliessen mit den beiden ersten Platten flache Zwischenräume ein, welche als Dampfmantel benutzt werden können. Zu etwelchem Schutze vor der Abkühlung tragen dieselben ausserhalb eine Verkleidung von Schlackenwolle mit Holzverschalung. Acht durchgehende Schraubenbolzen verbinden sämmtliche vier Platten mit einander.

Die Steuerung wird durch zwei in besonderen Gehäusen liegende Schlitzschieber besorgt, welche ihre Bewegung durch zwei Excenter auf der vor dem Apparat liegenden Steuerwelle erhalten. Diese letztere wird mittelst eines Riemens von einem kleinen Wassermotor aus bewegt, unter Anwendung eines Vorgeleges für die Versuche mit langer Ausströmungsdauer. Mit der Steuerwelle steht ein Tourenzähler in Verbindung. Die beiden Schiebergehäuse sind mit Tuchenden umwickelt. Die Schieberflächen wurden während der Versuche häufig aufs Sorgfältigste nachgearbeitet, so dass durch deren Undichtigkeit keine irgendwie erheblichen Verluste stattfinden konnten.

Der Durchmesser des Drahtringes ist 260^{mm} im Lichten, der Abstand der beiden Platten (durch eingelegte Bleiklötzchen gemessen) ist $1{,}5^{mm}$.

Das Volumen des Apparates zwischen beiden Schiebern wurde wiederholt durch Füllen mit Wasser aus einer Bürette bestimmt und zu 129^{cbcm} gefunden. Die ganze Innenfläche berechnet sich auf $1250\,\square^{cm}$.

Die Kanäle der Schieberspiegel messen 4^{mm} auf 25^{mm}. Der Schlitz im Auslassschieber ist etwas breiter als derjenige des Einlassschiebers. Am fertigen Apparate wurde das Verhältniss der Dauer der Einströmung zu jener der halben Umdrehung resp. der Füllung zu 0,302, und ebenso für die Ausströmung zu 0,373 ermittelt.

Der Apparat befand sich unmittelbar neben dem Dampfkessel aufgestellt; die aus einem halbzölligen Gasrohr bestehende Zuleitung war mehrfach mit Tuchenden umwickelt. Der Auslass stand mit einer als Kühlschlange dienenden, schraubenförmig gebogenen Bleiröhre in Verbindung, die durch das Abwasser des Motors gekühlt wurde. Am unteren Ende der Kühlschlange wurde das Condensationswasser entweder direct in einer grossen Glasflasche aufgefangen oder erst durch eine als Luftpumpe fungirende kleine Handpumpe hindurch gesaugt.

Der Dampfmantel stand durch eine besondere, ebenfalls mit Tuchenden umwickelte Leitung mit dem Kessel in Verbindung. Der Austritt des im Mantel condensirten Wassers wird durch einen Hahn regulirt. Da ich den im Mantel condensirten Dampf ebenfalls messen wollte, hatte ich anfänglich in die Ableitung über dem Hahn eine Glasröhre eingeschaltet und den Austrittshahn so regulirt, dass der Stand des Condensationswassers in der Glasröhre immer sichtbar blieb, also niemals eine Entweichung von Dampf stattfinden konnte. Nach längerer Versuchszeit musste ich indess auf die Bestimmung des Dampfverbrauches im Mantel verzichten. Ich bemerkte bald, dass die aufgefangenen Wassermengen sowohl aus dem Versuchsraume als auch aus dem Mantel starke Schwankungen aufwiesen, und zwar beide Grössen in entgegengesetztem Sinne. Ich machte sodann die Beobachtung, dass die Zunahme des Wassers aus dem Versuchsraume und die Abnahme der Condensation im Mantel jeweilen am stärksten war, nachdem der Kessel mittelst des Injectors (der ziemlich viel Luft ansog) gespeist worden war, was zur Erhaltung eines gleichmässigen Kesseldruckes in kleinen Quantitäten und kurzen Intervallen geschah. Dies führte mich endlich darauf, den Grund der Schwankungen in den Luftansammlungen im Mantel zu finden. Fortan wurde der Austrittshahn soweit geöffnet, dass stets etwas Dampf entwich; die Resultate zeigten sofort eine befriedigende Gleichförmigkeit.

Ich habe dieses Umstandes ausführlich gedacht, weil ich in demselben eine Erklärung für die Thatsache sehe, dass der Dampfmantel einer Dampfmaschine wirksamer ist, wenn er von dem ganzen Dampfquantum durchströmt wird, als wenn er nur durch eine Zweigleitung gespeist wird.

Folgende Tabellen enthalten die Resultate der Versuche:

Dampfdruck (absolut) in Kilogr. pro 1 □cm.	Füllungen pro Minute.	Dauer der Einströmung τ. Secunden.	Aufgefangenes Wasser pro Füllung. Gramm.	Gewicht der Dampffüllung. Gramm.	Niederschlag an der Wandung pro Füllung g. Gramm.
1) Ohne Mantel, ohne Luftpumpe.					
$p = 3{,}41$	30,0	0,605	4,976	0,150	4,826
	59,6	0,304	3,310	0,152	3,158
	90,5	0,200	2,439	0,154	2,285
	119,9	0,151	1,969	0,155	1,814
$p = 4{,}26$	30,2	0,601	5,451	0,201	5,250
	59,9	0,303	3,797	0,205	3,592
	89,2	0,203	2,930	0,207	2,723
	120,8	0,150	2,336	0,209	2,127
$p = 5{,}18$	30,9	0,587	5,591	0,257	5,334
	60,2	0,301	4,067	0,261	3,806
	89,9	0,202	3,074	0,263	2,811
	119,7	0,152	2,719	0,265	2,454
2) Ohne Mantel, mit Luftpumpe.					
$p = 3{,}41$	29,75	0,610	5,061	0,216	4,845
	59,4	0,305	3,578	0,218	3,360
	90,75	0,200	2,551	0,220	2,331
	120,2	0,151	2,068	0,222	1,846
$p = 4{,}26$	30,1	0,603	5,500	0,267	5,233
	60,0	0,302	4,017	0,270	3,747
	90,2	0,201	3,048	0,273	2,775
	120,1	0,151	2,449	0,275	2,174
$p = 5{,}18$	29,9	0,607	5,622	0,324	5,298
	59,8	0,303	4,223	0,327	3,896
	90,8	0,200	3,126	0,330	2,796
	118,2	0,153	2,798	0,332	2,466
3) Mit Mantel, ohne Luftpumpe.					
$p = 3{,}41$	30,1	0,603	1,124	0,157	0,961
	59,8	0,303	0,838	0,158	0,680
	89,4	0,203	0,700	0,158	0,542
	120,6	0,150	0,575	0,158	0,417
$p = 4{,}26$	30,2	0,601	1,281	0,211	1,070
	59,8	0,303	0,912	0,212	0,700
	90,2	0,201	0,812	0,212	0,600
	119,8	0,151	0,689	0,213	0,476

Dampfdruck (absolut) in Kilogr. pro 1 □cm.	Füllungen pro Minute.	Dauer der Einströmung τ.	Aufgefangenes Wasser pro Füllung. Gramm.	Gewicht der Dampffüllung. Gramm.	Niederschlag an der Wandung pro Füllung g. Gramm.
$p = 5{,}18$	30,0	0,605	1,570	0,268	1,302
	59,9	0,303	1,145	0,269	0,876
	90,0	0,202	0,991	0,269	0,722
	120,0	0,151	0,841	0,270	0,571
4) Mit Mantel, mit Luftpumpe.					
$p = 3{,}41$	30,0	0,605	1,129	0,223	0,906
	61,0	0,297	0,899	0,224	0,675
	90,0	0,202	0,767	0,224	0,543
	119,7	0,152	0,643	0,224	0,419
$p = 4{,}26$	30,0	0,605	1,356	0,276	1,080
	59,6	0,304	1,070	0,277	0,793
	89,8	0,202	0,876	0,288	0,588
	119,9	0,151	0,747	0,288	0,459
$p = 5{,}18$	30,2	0,601	1,557	0,333	1,224
	59,2	0,306	1,273	0,334	0,939
	90,5	0,200	1,042	0,335	0,707
	120,7	0,153	0,930	0,335	0,595

Beim Ueberblicken dieser Zahlen fällt sofort in die Augen, dass die Condensation wächst mit der Dauer der Einströmung und mit dem Dampfdrucke.

Im Ferneren ist die Condensation viel schwächer bei den Versuchen mit geheiztem Mantel. Die Ersparniss wird durch den Mehrverbrauch im Mantel lange nicht aufgehoben. Der grösste Dampfverbrauch, den ich beobachtete, so lange das Glasrohr in der Ableitung aus dem Mantel eingeschaltet war, betrug 21 g pro Minute. Man erhielte, diesen Werth zu Grunde gelegt, für den totalen Verlust pro Füllung bei

$p = 5{,}18$	mit Mantel	ohne Mantel
$n = 30$	2,002 g	5,334 g
60	1,226 g	3,806 g
90	0,955 g	2,811 g
120	0,746 g	2,454 g

Die Tabellen zeigen ferner, dass die Resultate durch die Anwendung der Luftpumpe so gut wie keine Aenderung erleiden. Dass das aufgefangene Wasserquantum pro Spiel grösser ist bei den Versuchen mit Luftpumpe rührt daher, dass das Gewicht des nach dem Ausströmen im Raume zurückgebliebenen Dampfes kleiner ist und daher beim nächsten Einströmen mehr Dampf eintreten muss. Berücksichtigt man das Gewicht dieses Dampfrestes, so ergiebt sich, dass die Condensation an den Wandungen dieselbe ist mit oder ohne Luftpumpe.

Unter Zugrundelegung der Annahme, dass die pro Füllung condensirte Wassermenge sowohl in Beziehung auf die Dauer der Einströmung als auf den Dampfdruck eine Function von der Form sei:

$$y = a x^n,$$

lassen sich die Resultate der vorstehenden Tabellen etwa durch folgende empirische Formeln darstellen, in welchen

g die an der Wandung niedergeschlagene Dampfmenge in Gramm,

p den Dampfdruck (absolut) in Kilogr. pro 1 □m,

τ die Dauer der Einströmung in Secunden bedeutet.

1) Ohne Mantel

$$g = 4{,}07\, p^{0{,}413}\, \tau^{0{,}64}.$$

2) Mit Mantel

$$g = 0{,}673\, p^{0{,}553}\, \tau^{0{,}58}.$$

Für eine Oberfläche von 1 □m ergeben sich die Formeln

1) ohne Mantel

$$g = 32{,}56\, p^{0{,}413}\, \tau^{0{,}64},$$

2) mit Mantel

$$g = 5{,}384\, p^{0{,}553}\, \tau^{0{,}58}.$$

Es ist beispielsweise für $\tau = 0{,}1$, $p = 6$ die im Apparate ohne Mantel erhaltene Wassermenge pro 1 □m:

$$g = 15{,}633\,\mathrm{g}.$$

Würde die Condensation während einer Stunde in demselben Maasse weiter gehen, so ergäbe sich eine Condensationsmenge von 563 kg, wobei die Temperaturdifferenz höchstens 58° betragen kann. Bei einem Oberflächencondensator rechnet man pro 1 □m und pro Stunde bei einer Temperaturdifferenz von ca. 70° die condensirte Dampfmenge nur zu etwa 100 kg. Aus diesen Zahlen ergiebt sich, dass es nicht zulässig ist, die Condensation an den Cylinderwandungen mit jener im Oberflächencondensator zu vergleichen, wie etwa geschieht, um die Unmöglichkeit einer namhaften Einwirkung der Cylinderwandungen auf den Dampfverbrauch nachzuweisen.[1]) Die Verhältnisse sind in der That in beiden Fällen ganz verschieden. Beim Oberflächencondensator geht der Wärmedurchgang stets in der nämlichen Richtung vor sich; die Metallwand überzieht sich sofort mit einer ziemlich dicken, schlecht

1) Siehe Völkers, Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure, Band XX, S. 722.

leitenden Wasserschicht. Beim Dampfcylinder dagegen ist die Bewegungsrichtung der Wärme in raschem Wechsel alternirend; die Wasserschicht, die sich durch Condensation bildet, wird während der Ausströmung wieder fast vollständig entfernt (ein Theil verdampft, ein anderer wird mechanisch mitgerissen), so dass beim Wiederbeginn des Eintrittes der Dampf in directe Berührung mit der metallischen Wandung treten kann. Dass hierbei die Condensation viel stärker sein muss, scheint leicht erklärlich.

Es lag mir daran, mir Aufschluss zu verschaffen über die Vollständigkeit, mit welcher der Wasserbeschlag während des Ausströmens entfernt wird. Ich stellte zu diesem Zwecke folgende Versuche an. Die Thätigkeit des in Gang befindlichen Apparates, der damals noch mit einer Hahnsteuerung primitiver Art versehen war, wurde plötzlich unterbrochen in dem Zeitraume zwischen Schluss der Ausströmung und Beginn des Eintrittes, die Zu- und Ableitung abgeschraubt und an deren Stellen Glasröhren mit Chlorcalcium gesetzt. Durch einen Aspirator wurde ein langsamer Luftstrom durch den Apparat hindurch hervorgebracht, der durch die Chlorcalciumröhre beim Eintritt getrocknet wurde. Das im Apparate zurückgebliebene Wasser, dessen Wiederverdampfung durch Heizen des Dampfmantels unterstützt wurde, blieb in den beiden beim Austritt hintereinander aufgestellten Chlorcalciumröhren zurück, und es ergab sich dessen Menge aus der Gewichtszunahme dieser beiden Röhren unter Berücksichtigung der im Apparate zurückgebliebenen Dampffüllung. Die erhaltenen Werthe sind:

1) ohne Mantel 5,55 g pro 1 □m Wandfläche (Mittel aus 7 Versuchen);
2) mit Mantel 1,62 g pro 1 □m Wandfläche (Mittel aus 4 Versuchen).

Die erhaltenen Werthe sind somit äusserst gering und sprechen gegen die von Illeck aufgestellte Hypothese vom „Leerwasser“.[1])

2) Versuche über die Kolbenverluste.

Die Verluste durch Undichtigkeit des Kolbens werden von dem individuellen Zustande der Maschine ausserordentlich stark beeinflusst, und es dürfte aus diesem Grunde schwer halten, allgemein gültige Gesichtspunkte zu deren Beurtheilung herauszufinden. Solche Gesichtspunkte aufzustellen, war auch nicht der Zweck der Versuche, über welche ich hier zu berichten habe; dazu ist ihre Ausdehnung viel zu gering. Ich wollte durch dieselben vielmehr nur Material in die Hand bekommen, um die Resultate meiner Versuche über die Condensation an den Cylinderwandungen controliren zu können. Wie ich schon anfangs bemerkte, wurde ich in dieser Beziehung nicht voll befriedigt.

Die Versuche wurden an der dem eidgenössischen Polytechnikum angehörenden Versuchsmaschine vorgenommen. Es ist dies eine horizontale Maschine von 300 mm Kolbendurchmesser, 750 mm Hub, mit Condensation. Sie besitzt eine Meyer'sche Steuerung mit getrennten Schiebern; die Expansion ist von Hand verstellbar. Der Dampfmantel wird durch ein Zweigrohr gespeist. Die Construction des Kolbens ist auf Taf. XXXIII, Fig. 3 und 4, dargestellt. Die Liderung besteht aus zwei gusseisernen, aufgeschnittenen Kolbenringen mit innen liegendem schmiedeisernen Spannring. Kolben und Cylinder befanden sich in normalem guten Zustande. Für die Vornahme der Versuche wurden die Schieber für den hinteren Theil des Cylinders entfernt und die Dampfkanäle durch eine darauf gelegte und angedrückte Platte dicht verschlossen, die Maschine also zu einer einfachwirkenden gemacht. An den hintern Schlammhahn wurde, damit nicht durch die der Hin- und Herbewegung des Kolbens folgende Luftmenge das am Kolben vorbei gedrungene Gemenge von Dampf und Wasser zerstäubt werde, ein nach aussen sich öffnendes Ventilchen angeschraubt, an welches sich ein Kühlrohr anschloss, aus dessen Ende der ganze Kolbenverlust in tropfbarer Form in einer Glasflasche aufgefangen wurde. Beim Vorgange des Kolbens bildete sich hinter demselben ein ziemlich starkes Vacuum; erst gegen das Ende des Rückganges hob sich der Druck und hierbei wurde der Kolbenverlust durch das Ventilchen hinausgedrückt. Die Druckverhältnisse zu beiden Seiten des Kolbens entsprechen daher ziemlich denjenigen einer Condensationsmaschine. Um die Schieberverluste möglichst zu reduciren, hatte ich vorher die Schieberflächen recht sorgfältig zusammengeschabt.

Zunächst wurde die Grösse des schädlichen Raumes bestimmt. Der stark eingefettete Kolben wurde auf den todten Punkt gestellt und der schädliche Raum durch eine in dessen Scheitel vorhandene Oeffnung mit Wasser angefüllt. Dabei erwies sich der Kolben nichts weniger als dicht. Bei einem Stande des Wasserspiegels von ca. 300 mm über dem Mittelpunkte des Kolbens betrug das pro Minute durchgegangene Wasserquantum ca. 100 g.

Die Messung des schädlichen Raumes liess sich trotzdem mit genügender Genauigkeit in folgender Weise durchführen.

Aus einer geaichten Flasche wurde der Raum mehr-

1) Civilingenieur 1876, S. 371.

mals hintereinander möglichst schnell aufgefüllt und wieder durch den Schlammhahn entleert, der Kolbenverlust während dieser Zeit aufgefangen und mit dem Reste in der Flasche zurückgewogen. So ergab sich der

Inhalt des schädlichen Raumes $= 1259^{\text{cbcm}}$
$= 2{,}5$ Proc. des vom Kolben beschriebenen Volumens.

Die Oberfläche des schädlichen Raumes (Cylinderboden, Kolbenfläche, Dampfkanal u. s. w. ohne Cylindermantel und Oberfläche der Kolbenstange) misst $2635\,\square^{\text{cm}}$.

Die Versuche sind sämmtlich mit schwacher Füllung vorgenommen worden, indem die an der Maschine angebrachte Bremse nicht zu stark angezogen werden konnte, ohne ein Steckenbleiben zu veranlassen.

Folgendes sind die erhaltenen Resultate:

1) Ohne Mantel.

	Kesseldruck in Kilogr. pro $\square^{\text{cm}}$ (absolut).	Tourenzahl.	Füllung.	Mittlerer Kolbendruck (absolutes Vacuum angenommen).	Kolbenverlust [1]) pro Minute.	Kolbenverlust pro Spiel.	Kolbenverlust Procent des Speisewassers.
Nr. 1	5,29	66,3	0,16	2,31	111,45	1,681	3,1
„ 2	5,31	64,77	0,09	1,65	118,66	1,844	3,96
„ 3	5,50	67,3	0,10	2,34	118,60	1,762	3,3

2) Mit Mantel (durch Zweigleitung geheizt, der Ablasshahn schwach geöffnet).

Nr. 4	5,49	72,2	0,10	2,345	76,11	1,054	

Es ist aus diesen Zahlen ersichtlich, dass der Dampfmantel auch in Beziehung auf die Kolbenverluste einen merklich günstigen Einfluss ausübt.

Bei den Versuchen Nr. 1, 2 und 3 wurde eine Messung des Speisewassers, des Wassers aus dem Condensator und dessen Erwärmung vorgenommen. Die Wassermessungen wurden mit geaichten Gefässen ausgeführt. Beim Versuche Nr. 4 mit Mantel unterblieben diese Messungen, da der Dampfverlust aus dem zur Verhinderung von Luftansammlungen leicht geöffneten Ablasshahn des Mantels nicht bestimmt werden konnte.

Da die Resultate dieser Beobachtungen zusammengehalten mit den vorigen doch immer noch sehr bedenkliche Lücken in dem Bilde von der ganzen Oekonomie der Dampfmaschine übrig lassen, glaube ich mich damit begnügen zu können, nur den einen der Versuche etwas vollständiger zu besprechen.

Versuch Nr. 2.

Kesseldruck	$5{,}31^{\text{kg}}$,
Admissionsdruck	$5{,}1^{\text{kg}}$,
Füllung	0,09,
indicirte Arbeit pro Spiel	$660{,}45^{\text{mkg}}$,
Speisewasser „ „	$46{,}55^{\text{g}}$,
Kolbenverlust „ „	$1{,}84^{\text{g}}$,
Einspritzwasser „ „	$1178{,}85^{\text{g}}$,
Erwärmung von $19{,}8^0$ auf $37{,}5^0$	$17{,}7^0$.

Vernachlässigt man die Abkühlung des Cylinders nach aussen, und nimmt man an, dass der Kolbenverlust als Dampf von 100^0 entweiche, so lässt sich der Wassergehalt des Dampfes beim Eintritt in den Cylinder berechnen. Der Wärmeausgang aus dem Cylinder beziffert sich:

durch das Einspritzwasser (auf 0^0 reducirt)	22,543 Cal.
„ den Kolbenverlust	1,172 „
„ die indicirte Arbeit	1,550 „
„ die Abkühlung nach aussen	?
Summa	25,265 Cal.

Diese Wärmemenge wird von $46{,}55^{\text{g}}$ Kesseldampf in den Cylinder gebracht; daher der Wassergehalt beim Eintritt in den Cylinder sich zu $10{,}25^{\text{g}} = 22$ Proc. berechnet. Dieser Werth ist wegen der Vernachlässigung der äusseren Abkühlung jedenfalls zu gross.

Versucht man nun, den Dampfverbrauch an Hand der beobachteten Werthe zu controliren, so kommt man auf Folgendes:

	Gramm
Gewicht des reinen Admissionsdampfes (totales Admissionsvolumen $= 5916^{\text{cbcm}}$)	15,33
Condensation an der Oberfläche ($= 0{,}3455\,\square^{\text{m}}$) bei einer Eintrittsdauer von $^1/_8$ Umdrehung $= 0{,}116$ Secunden [2])	5,55
Kolbenverlust	1,84
Summa	22,72
Speisewasserverbrauch	46,65
Differenz	23,93

1) Für eine doppeltwirkende Maschine wären diese Werthe zu verdoppeln.

2) Gleichmässige Rotation vorausgesetzt; in Wirklichkeit ist die Einströmungszeit etwas länger wegen der Ungleichförmigkeit der Bewegung.

Nimmt man nun auch an, dass der Dampf schon $10{,}25^g$ Wasser pro Füllung mit in den Cylinder reisse, so bleibt doch noch eine Differenz von $13{,}68^g$ = 30,7 Proc., für welche die Belege vollständig fehlen. In dieser Differenz steckt allerdings der Verlust durch den Schieber drin; allein es ist doch kaum anzunehmen, dass wirklich der grössere Theil davon auf diese Fehlerquelle zurückzuführen sei, während der unter scheinbar ungünstigeren Verhältnissen abdichtende Kolben um 3,96 Proc. verliert. Es bleibt dann nichts anderes übrig, als die Annahme, dass die Condensation an der Cylinderwand beim Einströmen weit stärker sei, als sie im Versuchsapparate beobachtet wurde.

Zürich, September 1881.

Untersuchung über Leistung und Arbeitsverbrauch der Getreide-Mähmaschinen.

Von

Dr. E. Hartig in Dresden.

(Hierzu Tafel XXXIV und XXXV.)

(Schluss.)

6) Schmiedeeiserne Erntemaschine der Johnston Harvester Co. in Brockport, N.-Y.

Diese am letzten Versuchstage noch angelieferte Maschine zeichnet sich durch einen überaus zierlichen eleganten Bau aus; der Hauptrahmen *R* (Fig. 1, Taf. XXXIV) besteht aus einem Stück hochkant gestelltes Flacheisen.

Das gusseiserne Fahrrad *F* sitzt fest auf der Achse und trägt den angegossenen Zahnkranz z_1, welcher das Rad z_2 auf der Welle *a* dreht; die Kegelräder z_3 und z_4 übertragen die Bewegung auf die Kurbelscheibe *k* und durch die hölzerne Schubstange *s* auf die Messerschiene *M*. Falls die so erzielte Spielzahl des Messers nicht gross genug sich erweist, so können (durch Umkehrung des Radkörpers $z_3 z_3'$) die Kegelräder $z_3' z_4'$ zum Eingriff gebracht werden, die eine stärkere Geschwindigkeitsübersetzung vermitteln. Das Stirnrad z_2 kann vom Kutschersitze aus mittels Hebel *h* ein- und ausgerückt werden.

Die Bewegung der Harkenachse *w* erfolgt von der Fahrradachse durch die vom Kutschersitze aus einrückbare Kuppelung *m*, die Kettenräder *n* und *o*, das Kegelräderpaar *p*, *q*.

Die Kette wird durch die Spannvorrichtung *r* gespannt.

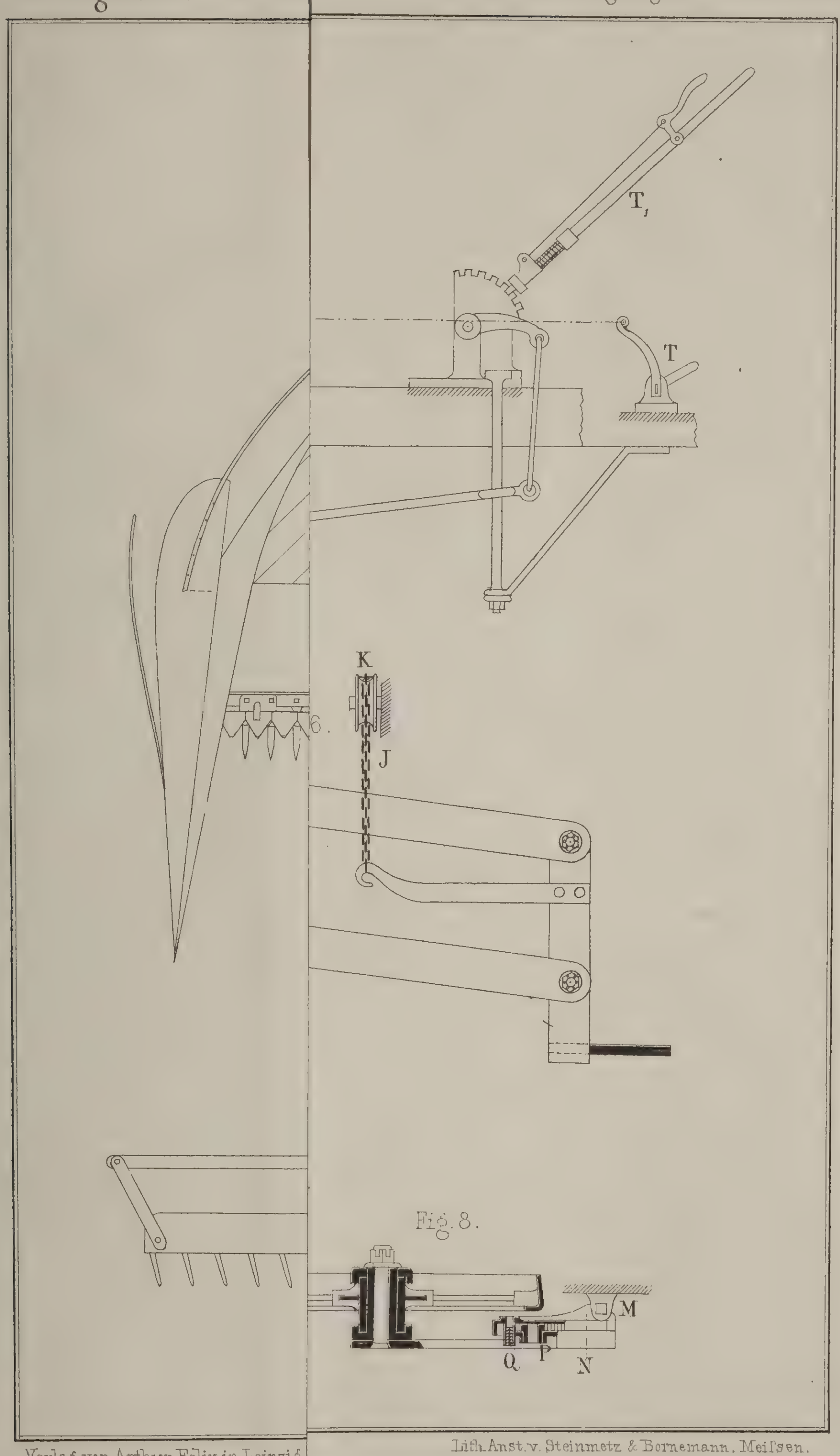
Die fünf freien Harken haben die in Fig. 2 gezeichnete Form.

Je nachdem die Harke als Raffer oder Ableger arbeiten soll, geht ihre Rolle *o* entweder auf der Rafferbahn *t* oder der Harkenbahn *u* (Fig. 4 und 5).

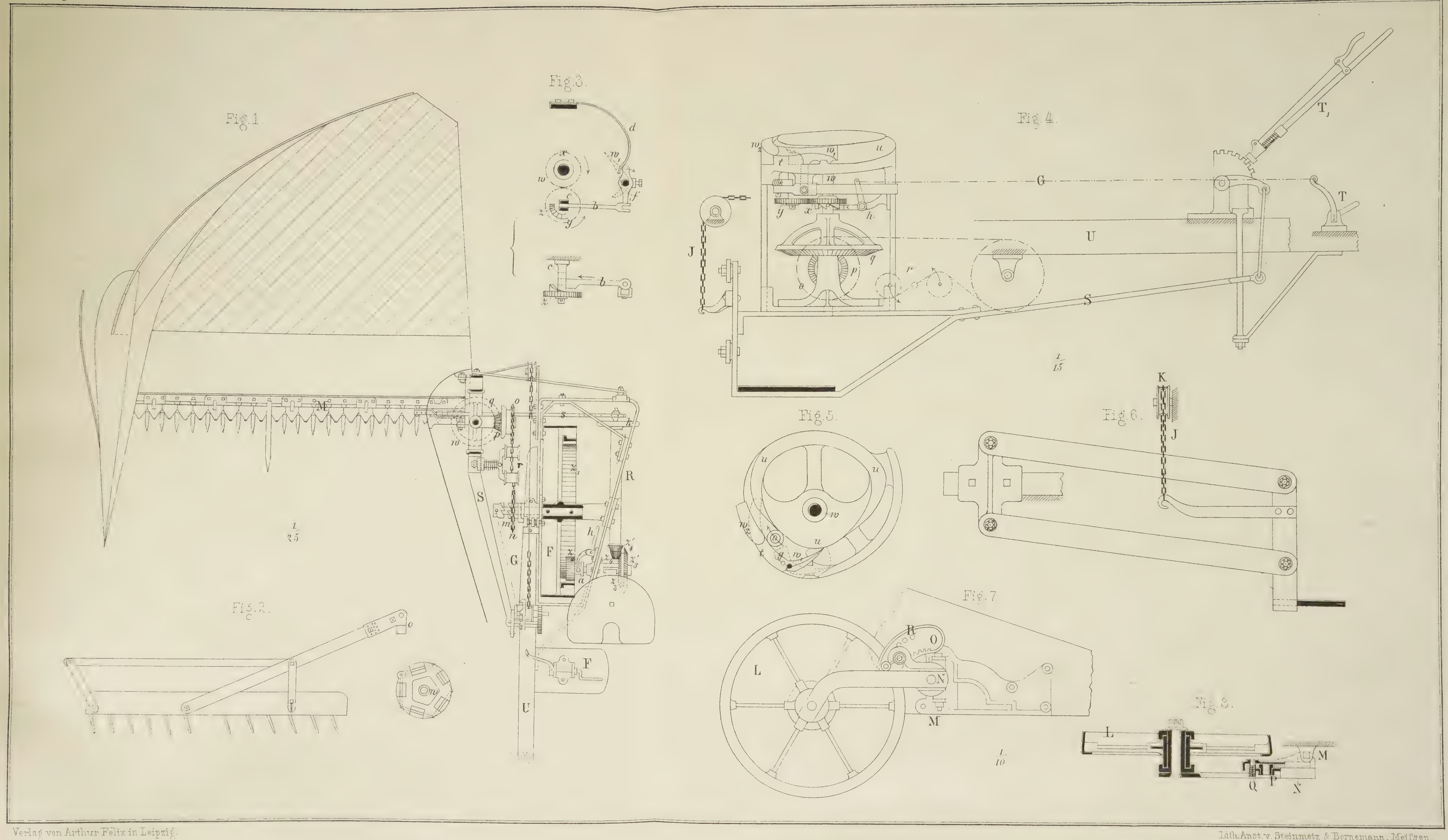
Zur Ueberführung der Rollen von der Bahn *u* nach der Rafferbahn dient die Weiche w_1 und zum Uebergange von der Rafferbahn auf die Bahn *u* die Weiche w_2, die durch die Rollen selbst bewegt wird.

Die Bewegung der Weiche w_1 geschieht auf folgende Weise: Auf der Welle *w* (Fig. 3 und 4) sitzt unter der Führungscurve ein Stirnrad *x* mit 20 Zähnen, welches in das Rad *y* eingreift. Dieses Rad *y* hebt durch die Nase *z* bei jeder Umdrehung ein Mal den Hebel *b*, der sich unten mit einer Nase an *c* anstemmt, so hoch, dass dieser in den Schlitz von *c* hineingehen kann. Die Feder *d* kann infolge dessen den Hebel *f* drehen und mit diesem auch die mit ihm verbundene Weiche w_1 in die in Fig. 5 punktirt gezeichnete Stellung bringen, die Rolle der folgenden Harke geht daher auf die Ablegerbahn *u*, bringt durch den Ansatz *g* die Weiche wieder in die ausgezogene Stellung, spannt die Feder *d*, der Hebel *b* wird aus dem Schlitze herausgezogen, fällt durch seine Schwere wieder nach unten und seine Nase stemmt sich wieder an *c* an.

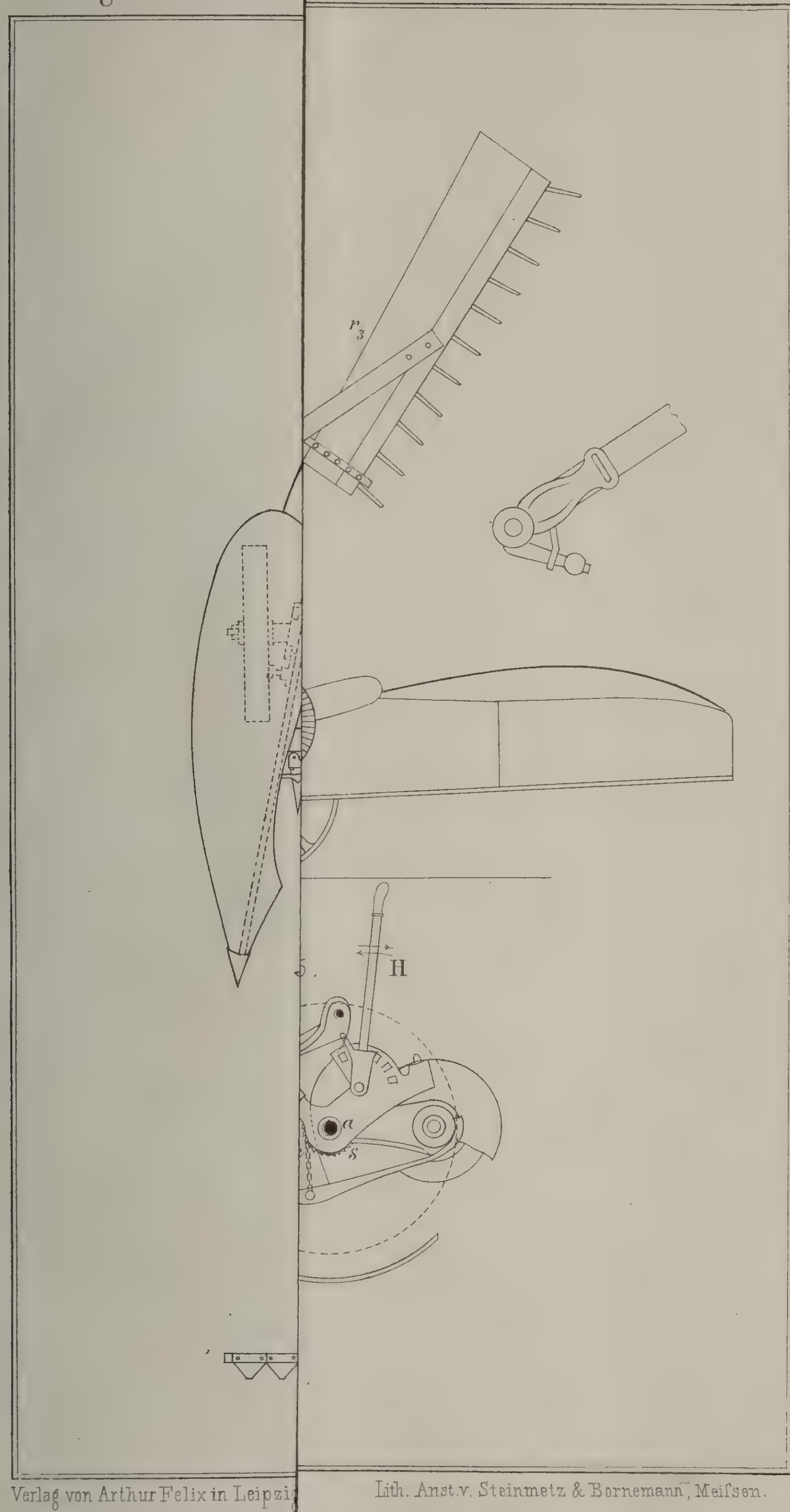
Die Rollen *o* werden nun so lange auf der Rafferbahn gehen, bis die Nase *z* bei der nächsten Umdrehung wieder den Hebel *b* hebt und das Spiel aufs Neue beginnt.



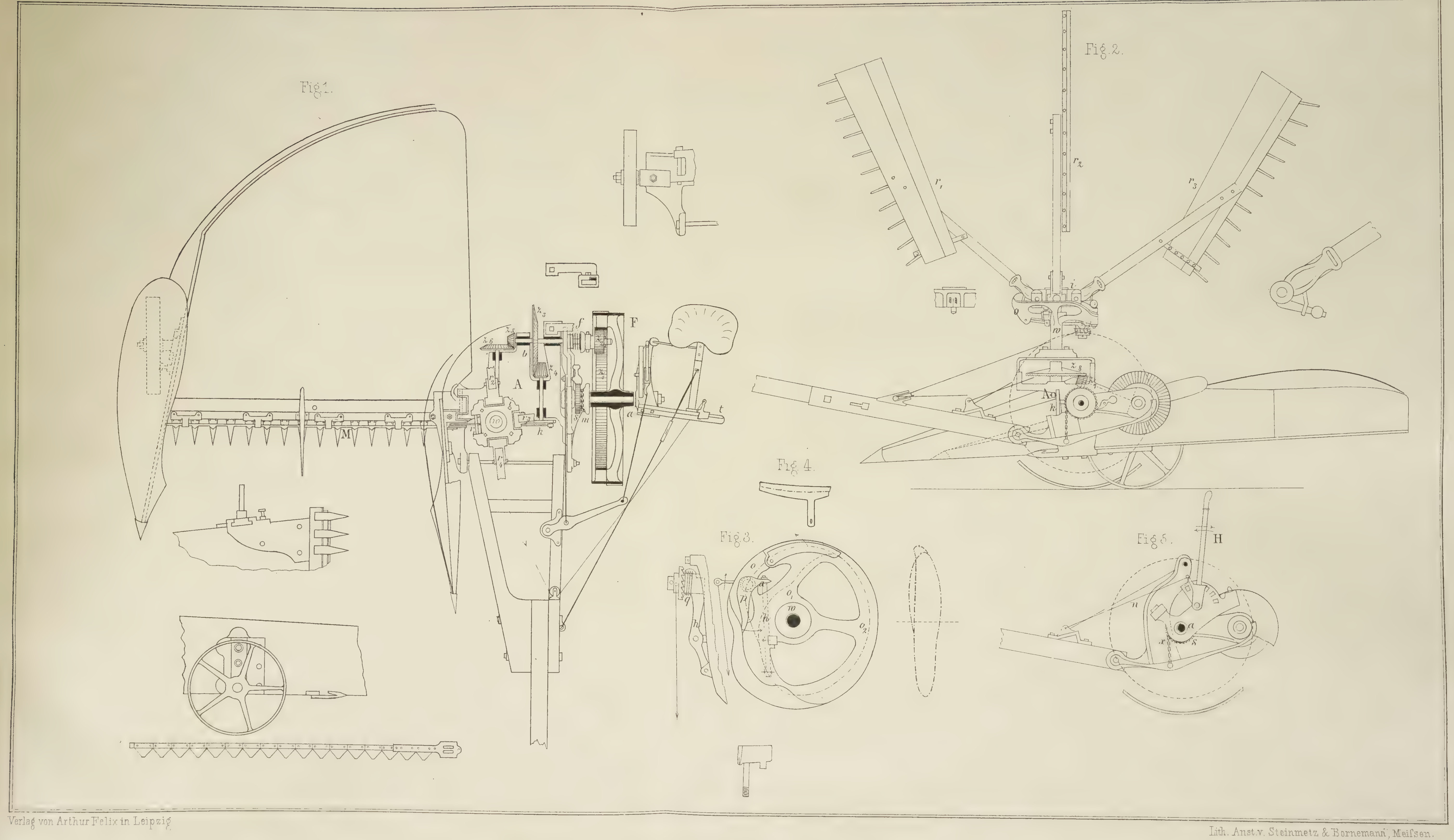
Verlag von Arthur Felix in Leipzig. Lith. Anst. v. Steinmetz & Bornemann, Meißen.



Verlag von Arthur Felix in Leipzig. Lith. Anst. v. Steinmetz & Bornemann, Meissen.



Verlag von Arthur Felix in Leipzig Lith. Anst. v. Steinmetz & Bornemann, Meißen.



Verlag von Arthur Felix in Leipzig

Lith. Anst. v. Steinmetz & Bornemann, Meifsen.

Das Rad y kann ausgewechselt werden. Die Zähnezahlen der beigegebenen Wechselräder mit einer Nase sind 20, 16 und 12, mit vier Nasen 16 Zähne.

Ist die Uebersetzung von x auf y 20 auf 20, so hat man bei einer Umdrehung der Harkenwelle ein Mal Ablage, jede fünfte Harke legt ab; ist die Uebersetzung 20 auf 16, so hat man auf vier Umdrehungen fünf Mal Ablage, jede vierte Harke legt ab; bei 20 auf 12 legt jede dritte Harke ab. Soll jede Harke ablegen, so wird das 16zähnige Rad mit vier Nasen eingesetzt.

Wird endlich verlangt, dass gar keine Harke ablegen soll, so wird vom Kutscher mittelst des Fusstrittes F der ganze Mechanismus ausgerückt. Durch den Fusshebel F und die Verbindungsschnur G hebt man durch den am Gestell angebrachten Hebel h (Fig. 4) das Rad x ausser Eingriff mit y und seiner Kuppelung mit der Harkenwelle w, so dass der ganze Mechanismus so lange still steht, als man auf den Fusshebel tritt. Auf diese Weise ist es ausserdem möglich, jede Garbe beliebig zu vergrössern.

Die Hoch- und Tiefstellung des Messers geschieht auf der äusseren (Fahrrad-) Seite durch Heben und Senken der Plattform mittelst der Kette J (Fig. 6), die um die Trommel K geschlungen ist; die andere Seite der Plattform wird durch Tiefer- und Höherstellen des um M schwingenden Laufrades L verstellt, indem der Träger des Laufrades um die Achse N durch den Zahnsector O und das Rädchen P gedreht wird. Das Rädchen P hat zu diesem Zwecke eine sechseckige Oeffnung, in die der sechseckige Ansatz eines Mutterschlüssels passt. Vgl. Fig. 7 und 8.

Die Feststellung des Rades L in der gewünschten Höhe erfolgt durch den von einer Feder gedrückten Stift Q, der in das betreffende der Löcher R eindringt.

Das Neigen des Messers und der Finger wird durch den Hebel S bewirkt, den der Hebel T_1 bewegt.

U stellt die Deichsel dar.

Die Transportbrücke kann durch Aufklappen des Tisches vermindert werden.

Die Schnittbreite, am Schneidapparate gemessen, beträgt $1{,}52^{\text{m}}$, die grösstmögliche Schnittbreite $1{,}79^{\text{m}}$, der Schneidwinkel $35{,}5^{0}$. Die Maschine in vollständiger Ausrüstung wiegt 500^{kg}, der Verkaufspreis wurde zu 750 ℳ angegeben.

Bei den zur Durchführung gebrachten Versuchen legte jeder vierte Rechen ab.

Die dynamometrische Untersuchung ergab einen mittleren Leerzug von $78{,}6^{\text{kg}}$, einen mittleren Arbeitszug von $125{,}0^{\text{kg}}$ bei $1{,}11^{\text{m}}$ mittlerer Fahrgeschwindigkeit und $1{,}36^{\text{m}}$ effectiver Schnittbreite; es berechnet sich demnach der Arbeitsverbrauch

im Leergange $N_0 = 1{,}16^{\text{PS}}$,
im Arbeitsgange $N = 1{,}85^{\text{PS}}$,

der dynamische Wirkungsgrad

$$\mu = \frac{1{,}85 - 1{,}16}{1{,}85} = 0{,}373,$$

die stündliche Schnittfläche

$$L = 3600 \,.\, 1{,}11 \,.\, 1{,}36 = 5435 \,\square^{\text{m}} = 0{,}5435^{\text{ha}},$$

die Schnittfläche pro Stunde und Pferdestärke

$$\lambda = \frac{0{,}5435}{1{,}85} = 0{,}294^{\text{ha}}.$$

Bei der Arbeitsprobe ohne Dynamometer wurde in 22′ 42″ (wovon 19′ 12″ oder 84,6 Procent wirkliche Gangzeit) eine Parzelle von $0{,}1967^{\text{ha}}$ abgemäht, wonach sich die stündliche Schnittfläche berechnet zu

0,520	$0{,}615^{\text{ha}}$
mit	ohne

Berücksichtigung der stattgefundenen Unterbrechungen. Legt man den letzteren Werth zu Grunde, so ergiebt sich die Leistung der Johnston'schen Maschine gleich dem 7,76fachen derjenigen eines Schnitters. Die erforderliche Bedienung bestand, wie bei Nr. 2—5, aus einem Mann und zwei Pferden.

7) Mähemaschine von Gebr. Hanko in Neu-Coschütz bei Potschappel, neuere Construction (Saxonia).

Die Einrichtung dieser Maschine ist auf Taf. XXXV zur Darstellung gebracht.

Die Bewegung des Messers M, sowie der Ablegerechen $r_1 - r_4$ wird vom Fahrrade F aus vermittelt durch die Räderpaare $z_1 z_2$, $z_3 z_4$ und die Kurbelscheibe k, beziehentlich durch die Räderpaare $z_1 z_2$, $z_5 z_6$, $z_7 z_8$ (Fig. 1 und 2). Das Rad z_2 ist durch Nut und Feder mit der Welle b verbunden; durch Verschiebung desselben erfolgt die Aus- und Einrückung der Maschinenwerkzeuge. Die Feder f erhält das Rad z_2 im Eingriff mit dem Fahrradkranze z_1.

Die Ablegeeinrichtung besitzt mit derjenigen der Johnston'schen Maschine grosse Aehnlichkeit. Das Rad z_8 steckt auf einer verticalen Achse w, die im Hauptgestelle A der Maschine gelagert ist und am oberen Ende einen Kopf i trägt, an welchem die Rechen r in Verticalebenen drehbar gelagert sind (Fig. 2). Mit dem Gestelle A sind die Führungsbahnen o für die Rechen fest verbunden. Die Bahn theilt sich auf der nach dem Tische zu gelegenen Seite in zwei Zweige, einen äusseren o und einen tiefer liegenden inneren o_1 (Fig. 3).

Der innere Zweig führt die ablegenden, der äussere die raffenden Rechen. Die Verbindung eines dieser

Zweige mit der allen Rechen gemeinsamen Bahn o_2 bewirkt die Weiche p, welche von der Schraubenfeder q in der in Fig. 3 gezeichneten Stellung erhalten wird. Der die Bahn o_1 durchlaufende Rechen legt daher jetzt ab. Durch den Druck der Rolle, welche den Rechen leitet, gegen den Arm a der Weiche p wird diese gedreht und in die Stellung übergeführt, bei welcher die Bahn o geöffnet ist; die Schraubenfeder q wird hierbei gespannt. Der Hebel h, welcher sich vor einen abwärts ragenden Ansatz der Weiche legt, erhält diese in der angenommenen Lage, so dass der folgende Rechen die Bahn o beschreitet und rafft. Zwei an der unteren Fläche des Rechenträgers i angeordnete Knaggen drücken in geeigneten Zeitpunkten den Hebel h abwärts und lösen damit die Weiche aus; die Stellung dieser Knaggen bedingt das Ablegen jeden zweiten Rechens. Durch Niedertreten des Fusstrittes t (Fig. 1) kann der Führer die Auslösung der Weiche beliebig ausführen.

Das Einsetzen der Weiche (Fig. 4) an Stelle von p schliesst den äusseren Zweig der Bahn vollständig ab, so dass dann alle Rechen ablegen.

Zum Heben und Senken der Plattform dient das Sperrrad s mit Kettenrolle m (Fig. 1 und 5), auf welche letztere eine am Gestelle befestigte Kette x aufläuft. Zahnrad und Rolle sitzen auf der Achse a des Fahrrades.

Die Deichsel ist am Gestellrahmen drehbar angeschlossen, so dass durch Aenderung der gegenseitigen Lage beider mittelst des Handhebels H und der Zugstange n (Fig. 5) der Plattform eine beliebige Neigung gegeben werden kann.

Die nutzbare Länge des Schneidapparates beträgt $1{,}425^{m}$, die grösste erreichbare Schnittbreite $1{,}60^{m}$, die Fingertheilung $89{,}3^{mm}$, die Fingerlänge 134^{mm}, die Fingerbreite 30^{mm}, Winkel, unter welchem die Schneidkanten gegen einander geneigt sind (Schneidwinkel) $38{,}7^{0}$. Durchmesser des Fahrrades 890^{mm}, Breite 170^{mm}, Durchmesser des Laufrades 495^{mm}, Breite 67^{mm}. Abstand des Schneidapparates von dem Deichselmittel 550^{mm}, totale Breite der Maschine $3{,}15^{m}$.

Auf eine Umdrehung des Fahrrades kommen

$$\frac{91}{17}\cdot\frac{45}{11} = 21{,}9 \text{ Messerspiele}$$

und

$$\frac{91}{17}\cdot\frac{11}{31}\cdot\frac{9}{43} = 0{,}396 \text{ Umdrehungen}$$

der Ablegerwelle.

Das Gewicht der Maschine wurde zu 478^{kg} ermittelt, der Verkaufspreis zu 700 ℳ angegeben.

Die dynamometrische Untersuchung ergab im Durchschnitt aus zwei Versuchsreihen einen mittleren Leerzug von $94{,}4^{kg}$, einen mittleren Arbeitszug von $136{,}3^{kg}$ bei einer Fahrgeschwindigkeit von $1{,}20^{m}$ pro Secunde und einer wirklichen Schnittbreite von $1{,}38^{m}$, wonach sich berechnet der Arbeitsverbrauch

$$\text{im Leergange } N_0 = 1{,}51^{PS},$$
$$\text{im Arbeitsgange } N = 2{,}18^{PS},$$

der dynamische Wirkungsgrad

$$\mu = \frac{2{,}18 - 1{,}51}{2{,}18} = 0{,}307,$$

die abgemähte Feldfläche pro Stunde

$$L = 3600 \,.\, 1{,}20 \,.\, 1{,}38 = 5962 \,\square^{m} = 0{,}5962^{ha},$$

die Schnittfläche pro Pferdestärke und Stunde

$$\lambda = \frac{0{,}5962}{2{,}18} = 0{,}274^{ha}.$$

Bei der Arbeitsprobe ohne Dynamometer wurde in 36′ 53″ (wovon 30′ 0″ oder 81,3 Procent wirkliche Gangzeit) eine Parzelle von $0{,}2528^{ha}$ (mit 5,54 Proc. Lagerstellen) abgemäht, wonach sich die stündliche Schnittfläche berechnet zu

$0{,}411^{ha}$	$0{,}506^{ha}$
mit	ohne

Berücksichtigung der stattgehabten Unterbrechungen.

Eine zweite von derselben Firma zur Prüfung präsentirte ältere Construction, die etwas ungünstigere Resultate ergab, wird als von minderem Interesse hier übergangen.

8) Ernte-Maschine mit Garbenbinder (ältere Construction) von Walter A. Wood in Hoosick Falls (New-York).

Von dieser auf die äusserste Ersparniss an Menschenarbeit berechneten, aus Mähemaschine, Raffer und Bindeapparat zusammengesetzten Maschine hat Prof. Thallmayer in Ungarisch-Altenburg eine eingehende Beschreibung und graphische Darstellung gegeben[1]), auch liefern die deutschen Patentschriften Nr. 1953 und 4290 einen guten Einblick in die Anordnung dieses mechanischen Meisterwerkes.

Die Maschine erfordert zur Benutzung drei Pferde und einen Mann, gleich den Erntemaschinen ohne Binder; sie liefert die abgeschnittenen Halme in tadellos zusammengepressten, mit weichem Eisendraht umwickelten Garben seitwärts ab, deren Grösse (durchschnittliches Gewicht 6^{kg}) nach Willkür des Fahrers regulirt werden kann.

1) Dingler's polytechnisches Journal, Bd. 230, Heft 3.

Die Breite des Schneidapparates beträgt $1{,}51^{\text{m}}$, die grösste mögliche Schnittbreite $1{,}795^{\text{m}}$, die Fingertheilung $76{,}5^{\text{mm}}$, die Länge der Finger (schmiedbarer Eisenguss) 111^{mm}, die Breite derselben 24^{mm}, der Schneidwinkel zwischen Messer und Finger $48{,}8^0$; die Messer (Stahl) haben eine feine sägenartige Verzahnung. Durchmesser des Fahrrades $1{,}015^{\text{m}}$, Breite 180^{mm}.

Auf eine Umdrehung des Fahrrades kommen

$$\frac{70}{13} \cdot \frac{32}{13} = 13{,}3 \text{ Messerschnitte,}$$

der Messerhub beträgt 79^{mm}. Die Geschwindigkeiten des horizontalen Lauftuches (Plattform) und des seitwärts aufsteigenden Lauftuches (Elevator) sind so bemessen, dass die Halmschicht beim Uebergange auf die Plattform eine Verdichtung im Verhältniss $1 : 1{,}31$ und beim Uebergange auf den Elevator eine Verdichtung im Verhältniss $1 : 1{,}18$ erfährt.

Das Gewicht der Maschine beträgt 631^{kg}, der Preis wurde zu 1450 ℳ. angegeben.

Bei der dynamometrischen Untersuchung ergab sich der Leerzug zu $125{,}9^{\text{kg}}$, der Arbeitszug zu $197{,}5^{\text{kg}}$ bei $1{,}15^{\text{m}}$ Fahrgeschwindigkeit pro Secunde und $1{,}18^{\text{m}}$ wirklicher Schnittbreite. Es berechnet sich hiernach der Arbeitsverbrauch

im Leergange $N_0 = 1{,}93^{\text{PS}}$,
im Arbeitsgange $N = 3{,}03^{\text{PS}}$,

der dynamische Wirkungsgrad

$$\mu = \frac{3{,}03 - 1{,}93}{3{,}03} = 0{,}363,$$

die abgemähte Feldfläche pro Stunde

$$L = 3600 \,.\, 1{,}15 \,.\, 1{,}18 = 4885\,\square^{\text{m}} = 0{,}4885^{\text{ha}},$$

die Schnittfläche pro Pferdestärke und Stunde

$$\lambda = \frac{0{,}4885}{3{,}03} = 0{,}161^{\text{ha}}.$$

Es unterliegt hiernach keinem Zweifel, dass die Maschine von mindestens drei Pferden gezogen werden muss.

Bei der Arbeitsprobe ohne Dynamometer, bei welcher die Ueberanstrengung der drei vorgespannten Pferde deutlich ersichtlich wurde, erfolgte die Abmähung einer Parzelle von $0{,}1832^{\text{ha}}$ (mit 6,55 Procent Lagerstellen) in 40′ 0″ (wovon 21′ 0″ oder 52,5 Procent wirkliche Gangzeit), so dass die erzielte Schnittfläche pro Stunde sich berechnet zu

$0{,}275^{\text{ha}}$ mit — $0{,}523^{\text{ha}}$ ohne

Berücksichtigung der stattgefundenen Untersuchungen.

9) Ernte-Maschine mit Garbenbinder (neuere Construction) von Walter A. Wood in Hoosick Falls (New-York).

Die deutschen Vertreter der vorbezeichneten weltbekannten Firma (Carl Thieme, Berlin C., neue Friedrichstrasse 47) hatten die Gelegenheit wahrgenommen, noch ein zweites Exemplar der im ausgedehntesten Sinne automatischen Erntemaschine zur Stelle zu liefern, bei welcher die zur Bindung der Garben dienenden Werkzeuge in abweichender Art angeordnet waren.

Der Schneidapparat dieser Maschine hatte eine Breite von $1{,}50^{\text{m}}$, die mit Rücksicht auf die Stellung des Theilers mögliche grösste Schnittbreite betrug $1{,}66^{\text{m}}$, die Fingertheilung 76^{mm}, die Fingerlänge 111^{mm}, die Dicke der Messerschiene $1{,}4^{\text{mm}}$, der Schneidewinkel $46{,}2^0$. Das Fahrrad hat $1{,}015^{\text{m}}$ Durchmesser, 180^{mm} Breite, das Laufrad $0{,}660^{\text{m}}$ Durchmesser, 47^{mm} Breite. Gesammtbreite der Maschine $3{,}80^{\text{m}}$. Auf eine Umdrehung des Fahrrades kommen

$$\frac{70}{13} \cdot \frac{32}{13} = 13{,}3 \text{ Messerspiele.}$$

Der Ableger (Haspel) hat sechs Flügel, welche die Halme dem Schneidapparate entgegenbeugen, sein Durchmesser beträgt $1{,}69^{\text{m}}$, seine Breite $1{,}48^{\text{m}}$, seine Umdrehungszahl pro Umdrehung des Fahrrades

$$\frac{13}{8} \cdot \frac{8}{13} = 1,$$

seine Umfangsgeschwindigkeit daher das

$$\frac{1{,}69}{1{,}015} = 1{,}66 \text{fache der Fahrgeschwindigkeit.}$$

Durch Auswechslung eines Kettenrades kann jedoch die Geschwindigkeit dieses Ablegers auf das

$$\frac{13}{8} \cdot \frac{8}{10} = 1{,}30 \text{fache}$$

derjenigen des Fahrrades gesteigert werden.

Die Verdichtung der Halmschicht erfolgt beim Uebergange auf die Plattform im Verhältniss $1 : 1{,}16$, beim Uebergange auf den Elevator im Verhältniss $1 : 1{,}12$.

Die dynamometrische Untersuchung ergab den mittleren Leerzug zu $116{,}8^{\text{kg}}$, den Arbeitszug zu $178{,}6^{\text{kg}}$ bei $1{,}16^{\text{m}}$ Fahrgeschwindigkeit und $1{,}09^{\text{m}}$ wirklicher Schnittbreite. Danach ergiebt sich der Arbeitsverbrauch

im Leergange $N_0 = 1{,}81^{\text{PS}}$,
im Arbeitsgange $N = 2{,}75^{\text{PS}}$,

der dynamische Wirkungsgrad

$$\mu = \frac{2{,}75 - 1{,}81}{2{,}75} = 0{,}342,$$

die stündlich abgemähte Schnittfläche

$$L = 3600 \,.\, 1{,}16 \,.\, 1{,}09 = 4552 \,\square^{m} = 0{,}4552^{ha},$$

die Schnittfläche pro Pferdestärke und Stunde

$$\lambda = \frac{0{,}4552}{2{,}75} = 0{,}166^{ha}.$$

Bei der Arbeitsprobe ohne Dynamometer wurde im 48′ 33″ (wovon 32′ 12″ oder 66,3 Procent wirkliche Gangzeit) eine Parcelle von 0,2491 ha (mit 3,61 Procent Lagerstellen) abgemäht, wonach sich die stündliche Schnittfläche berechnet zu

0,308 ha mit — 0,464 ha ohne

Rücksicht auf die stattgehabten Arbeitsunterbrechungen.

Schlussbemerkungen.

Die in ihren Ergebnissen vorstehend dargestellte Untersuchung macht nicht den Anspruch auf Vollständigkeit, wenn auch angestrebt wurde, Alles zu beobachten, was mittelst der verfügbaren Kräfte möglich war; insbesondere sind manche allgemeinere auf Güte der Construction, Qualität der Leistung, Sicherheit und Bequemlichkeit des Betriebes u. s. w. bezügliche Fragen[1]) unbeantwortet geblieben. Gleichwohl lässt sich nach einigen nicht unwichtigen Gesichtspunkten eine zutreffende Vergleichung der zur Untersuchung gelangten Maschinen durchführen.

1) Verhältniss zwischen Leerzug und Gewicht der Maschinen. Bezeichnet man den vom Dynamometer angegebenen Widerstand einer Mähmaschine mit P_0 und das Gewicht derselben (einschliesslich des Gewichtes des Fahrers) mit G, so giebt der Quotient

$$m = \frac{P_0}{G},$$

welcher dem Widerstandscoëfficienten gewöhnlicher Transportwagen entspricht[1]), eine erste Vorstellung von dem Grade der Vereinfachung des zur Verrichtung des Mähens, Bindens u. s. w. benutzten Maschinenwerkes. Die Rechnung, bei welcher das Gewicht des Fahrers zu 70 kg angenommen wurde, liefert nachfolgende Werthe.

Bezeichnung der Maschine.	Leerzug P_0 kg.	Gewicht der Maschine nebst Fahrer G kg.	Quotient m
1. Anson Wood . . .	45,6	268 + 2 . 70 = 408	$\frac{1}{8{,}95}$
2. Mc Cormick . . .	129,6	618 + 70 = 688	$\frac{1}{5{,}31}$
3. Samuelson & Co. .	90,9	572 + 70 = 642	$\frac{1}{7{,}06}$
4. Buckey	113,5	576,5 + 70 = 646,5	$\frac{1}{5{,}70}$
5. Walter A. Wood (ohne Binder)	98,0	527 + 70 = 597	$\frac{1}{6{,}09}$
6. Johnston	78,6	500 + 70 = 570	$\frac{1}{7{,}25}$
7. Gebr. Hanko . . .	94,4	478 + 70 = 548	$\frac{1}{5{,}81}$
8. W. A. Wood (mit älterem Binder)	125,9	631 + 70 = 701	$\frac{1}{5{,}57}$
9. W. A. Wood (mit neuerem Binder)	116,8	712 + 70 = 782	$\frac{1}{6{,}70}$

1) Zur Darlegung der verhältnissmässigen Vollständigkeit, welche anderwärts nach den bezeichneten Richtungen erreicht wurde, mögen hier diejenigen Fragen zusammengestellt werden, welche bei einer im Jahre 1872 durchgeführten Mähmaschinen-Prüfung der k. Landwirthschafts-Gesellschaft zu Celle zur Beantwortung kamen, unter Ausschluss derjenigen, die auch im vorliegenden Falle gestellt waren:

Ist die erzielte Stoppelhöhe gleichförmig oder wellenförmig? Verstopfte sich die Maschine während der Arbeit? Hat überhaupt eine Störung des Betriebes stattgefunden? Welchen Einfluss hatten vorkommende Wasserfurchen, Steine, Maulwurfshaufen und andere Unebenheiten auf den Gang der Maschine? War der Gang der Maschine ein regelmässiger? Machte die Maschine viel Lärm? Waren an den Ecken Ableger nöthig? Wurden Aehren abgeschnitten? Wurden Körner ausgeschlagen? Wie besorgte die Maschine das Ablegen? Sitzt der Führer bequem und sicher? Wie war Wetter und Wind während des Arbeitens? Welches war der Stand des Getreides und wie war der Acker beschaffen? Kam Lagerkorn vor und wie verhielt sich die Maschine demselben gegenüber? Welche Reservetheile sind in den Preis eingeschlossen? Wie weit bestätigen sich die vom Concurrenten hervorgehobenen Vorzüge in landwirthschaftlicher Hinsicht? Ist die Construction der Maschine hinlänglich einfach? Aus welchem Material sind besonders wichtige Theile hergestellt, als: Scheerfinger, Lagerstellen, Zapfen? Sind die Schmiervorrichtungen offen oder geschlossen? Sind dieselben leicht zugänglich? Ist die Stoppelhöhe leicht zu verändern und in welcher Zeit? Welche Zeit ist erforderlich zum Auswechseln des Messers und zum Schmieren? Kann die Maschine, um sie auf schmalem Wege zu transportiren, zusammengelegt werden und wie ist ihre Transportabilität überhaupt? Darf die Maschine, ohne Schaden zu nehmen, während ihres Gebrauches rückwärts geschoben werden? Wie viele Schraubenschlüssel gehören zur Maschine? Welcher Art sind die Schraubensicherungen? Ist der Tisch (Plattform) mit Blech beschlagen? Welcher Art sind die Messer (glatt oder gerippt)? Liegt die Schnittlinie vor oder hinter dem Sitze des Führers? Wie weit bestätigen sich die vom Concurrenten hervorgehobenen Vorzüge in mechanisch-technischer Hinsicht?

1) Rühlmann, Allgemeine Maschinenlehre, III. Bd., S. 141 der 2. Auflage.

Die Vergleichung der am stärksten vertretenen Maschinen (Nr. 2—7) mit Ableger und ohne Binder ergiebt, dass dieser Coëfficient zwischen den Grenzen

$$\frac{1}{7{,}25} \text{ (Johnston) und } \frac{1}{5{,}31} \text{ (Mc Cormick)}$$

sich bewegt und im grossen Durchschnitt zu $\frac{1}{6}$ angenommen werden kann.

2) Dynamischer Wirkungsgrad für 1^m Schnittbreite und 1^m Fahrgeschwindigkeit pro Secunde. Bezeichnet $N - N_0$ die Nutzarbeit für eine effective Schnittbreite s^m und eine Fahrgeschwindigkeit v^m pro Secunde, so berechnet sich der auf 1^m Schnittbreite und 1^m Fahrgeschwindigkeit reducirte Verbrauch an Nutzarbeit auf

$$\frac{N - N_0}{v \cdot s}$$

und der totale Arbeitsverbrauch auf

$$N_0 + \frac{N - N_0}{v \cdot s} = \frac{N + N_0 (v \cdot s - 1)}{v \cdot s},$$

daher der zur Vergleichung geeignete dynamische Wirkungsgrad, welcher die Güte der Werkzeugsanordnung, die Wandelbarkeit des Gestelles u. s. w. charakterisirt, zu

$$\mu = \frac{N - N_0}{N + N_0 (v \cdot s - 1)}.$$

Die Berechnung dieses Quotienten führt zu nachfolgender Tabelle:

Bezeichnung der Maschine.	Fahrgeschwindigkeit v^m	Wirkliche Schnittbreite s^m	Arbeitsverbrauch im Arbeitsgange N^{PS}	Leergangsarbeit N_0^{PS}	Dynamischer Wirkungsgrad μ
1. Anson Wood	0,922	1,05	0,89	0,56	0,379
2. Mc Cormick	1,30	1,27	2,75	2,25	0,119
3. Samuelson & Co.	1,36	1,41	2,57	1,65	0,225
4. Buckey	1,16	1,43	2,39	1,76	0,177
5. Walter A. Wood (ohne Binder)	1,33	1,38	2,38	1,74	0,167
6. Johnston	1,36	1,11	1,85	1,16	0,261
7. Gebr. Hanko	1,20	1,38	2,18	1,51	0,211
8. W. A. Wood (mit älterem Binder)	1,15	1,18	3,03	1,93	0,296
9. W. A. Wood (mit neuerem Binder)	1,16	1,09	2,75	1,81	0,291

Der dynamische Wirkungsgrad (bei 1^m Schnittbreite und 1^m Fahrgeschwindigkeit) schwankt sonach bei den sechs untersuchten Maschinen mit selbstthätigem Ableger und ohne Binder zwischen

0,119 (Mc Cormick) und 0,261 (Johnston),

so dass auch in der Disposition der Werkzeuge, in der Starrheit des Gestelles bei Verrichtung der Nutzarbeit die Mc Cormick'sche Maschine die niederste, die von Johnston die höchste Stellung einnimmt.

3) Nutzarbeit pro 1^m Schnittbreite und bei 1^m Fahrgeschwindigkeit. Es kann für die Herleitung einer empirischen Formel für die Berechnung der Betriebsarbeit einer Mähmaschine aus Gewicht und Arbeitsbreite von Nutzen sein, auch den absoluten Betrag der auf 1^m Schnittbreite und 1^m Fahrgeschwindig-

Bezeichnung der Maschine.	Fahrgeschwindigkeit v^m	Wirkliche Schnittbreite s^m	Nutzarbeit $N - N_0$	Nutzarbeit pro 1^m Schnittbreite und 1^m Fahrgeschwindigkeit α
1. Anson Wood	0,922	1,05	0,33	0,341
2. Mc Cormick	1,30	1,27	0,50	0,303
3. Samuelson & Co.	1,36	1,41	0,92	0,479
4. Buckey	1,16	1,43	0,63	0,380
5. Walter A. Wood (ohne Binder)	1,33	1,38	0,64	0,348
6. Johnston	1,36	1,11	0,69	0,457
7. Gebr. Hanko	1,20	1,38	0,67	0,404
8. W. A. Wood (mit älterem Binder)	1,15	1,18	1,10	0,809
9. W. A. Wood (mit neuerem Binder)	1,16	1,09	0,94	0,887

keit reducirten Nutzarbeit zur Ziffer zu bringen, also den Werth

$$\alpha = \frac{N - N_0}{v \,.\, s}.$$

Umstehende Tabelle enthält die betreffenden Ergebnisse.

Bei den sechs Mähmaschinen mit Ableger ohne Binder ergiebt sich für die Nutzarbeit pro 1 m Schnittbreite und 1 m Fahrgeschwindigkeit der Durchschnittswerth

$$\alpha = 0{,}395,$$

mit dessen Benutzung sich für Mähmaschinen der bezeichneten (für europäische Verhältnisse wichtigsten) Art die empirische Formel der erforderlichen Betriebsarbeit als verwendbar darbietet

$$N = \frac{G}{6} \cdot \frac{v}{75} + \alpha \,.\, v \,.\, s \text{ Pferdestärken.}$$

Hierin bedeutet:

G das Gewicht der Maschine und des Fahrers,
v^{m} die wirkliche Fahrgeschwindigkeit pro Secunde,
s^{m} die effective mittlere Schnittbreite,
$\alpha = 0{,}395$ für Mähmaschinen mit Ableger ohne Binder,
$\alpha = 0{,}848$ für Mähmaschinen mit Binder.

Hatten wir also z. B. für eine Mähmaschine mit Ableger ohne Binder beobachtet

$$G = 600^{kg}, \quad v = 1{,}20^{m}, \quad s = 1{,}20^{m},$$

so würde die erforderliche Betriebsarbeit mit grosser Annäherung zu

$$N = \frac{600 \,.\, 1{,}20}{6 \,.\, 75} + 0{,}395 \,.\, 1{,}20 \,.\, 1{,}20 = 1{,}60 + 0{,}57$$
$$= 2{,}17 \text{ Pferdestärken}$$

sich ergeben.

Soll die Maschine auch das Garbenbinden besorgen und steigt alsdann deren Gewicht (den Fahrer eingeschlossen) auf 700 kg, so würde bei gleicher Schnittbreite und Fahrgeschwindigkeit die Betriebsarbeit sich auf

$$N = \frac{700 \,.\, 1{,}2}{6 \,.\, 75} + 0{,}848 \,.\, 1{,}20 \,.\, 1{,}20 = 1{,}87 + 1{,}22$$
$$= 3{,}09 \text{ Pferdestärken}$$

stellen, wonach die durch das Garbenbinden bewirkte Zunahme der Betriebsarbeit auf

$$100 \,.\, \frac{3{,}09 - 2{,}17}{2{,}17} = 42{,}4 \text{ Procent}$$

zu veranschlagen ist. Die Frage, ob für bestimmte Lohnverhältnisse und Unterhaltungskosten des Gespannes die mit Garbenbinder ausgerüstete Erntemaschine vortheilhaft ist, wird sich mittelst der vorstehenden Ergebnisse sicher beantworten lassen.

4) Leistung (abgemähte Feldfläche) pro Pferdestärke und Stunde. Einen guten Einblick in die Güte der Gesammtconstruction wird die auf die Arbeits- und Zeiteinheit reducirte Leistung darbieten, die jedoch in solcher Weise zu berechnen ist, dass man voraussetzt, es sei die grösste mögliche Schnittbreite wirklich erreicht und es sei bei allen Maschinen die gleiche Fahrgeschwindigkeit $v = 1^{m}$ eingehalten worden. Man wird hierdurch von dem zufälligen Geschicklichkeitsgrade des Fahrers unabhängig. Bezeichnet s_m diese maximale Schnittbreite, so ergiebt sich die Grösse der stündlich abgemähten Feldfläche zu

$$L_m = 0{,}36 \,.\, s_m{}^{ha},$$

der entsprechende Arbeitsverbrauch zu

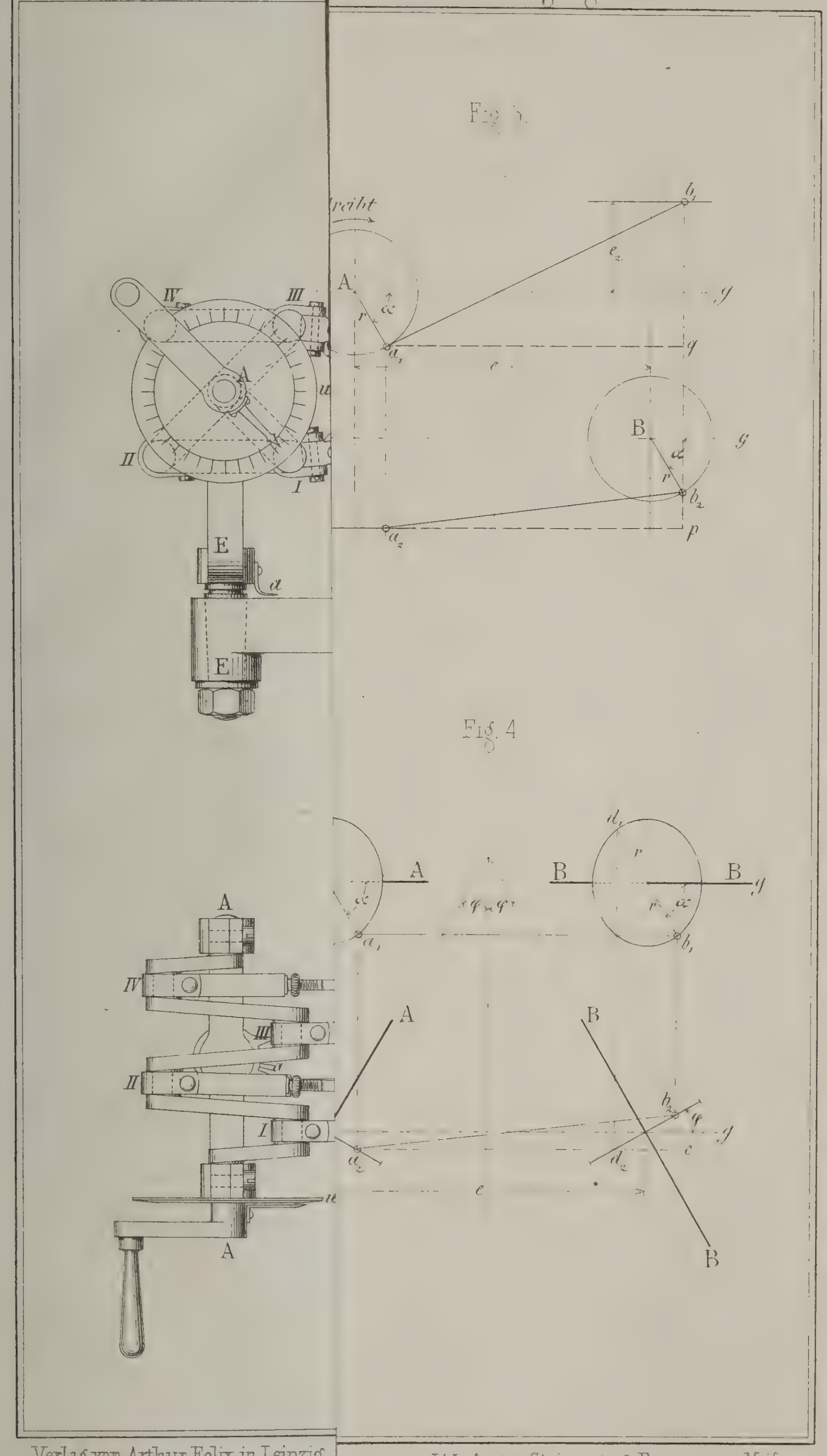
$$N_m = \frac{N_0 + (N - N_0)\frac{s_m}{s}}{v}$$

und der zur Vergleichung geeignete Werth für die specifische Leistung

$$\lambda = \frac{L_m}{N_m} = \frac{0{,}36 \,.\, s_m \,.\, v}{N_0 + (N - N_0)\frac{s_m}{s}}.$$

Die Anwendung dieser Formel führt zu folgenden Ergebnissen:

Bezeichnung der Maschine.	Fahrgeschwindigkeit v^{m}	Schnittbreite beim Versuche s^{m}	Schnittbreite im Maximum $s_m{}^{m}$	Arbeitsverbrauch leer $N_0{}^{PS}$	Arbeitsverbrauch in Arbeit N^{PS}	Nutzarbeit $(N - N_0)^{PS}$	Specifische Leistung λ^{ha}
1. Anson Wood	0,922	1,05	1,36	0,56	0,89	0,33	0,455
2. Mc Cormick	1,30	1,27	1,42	2,25	2,75	0,50	0,236
3. Samuelson & Co.	1,36	1,41	1,40	1,65	2,57	0,92	0,268
4. Buckey	1,16	1,43	1,50	1,76	2,39	0,63	0,256
5. Walter A. Wood (ohne Binder) . .	1,33	1,38	1,50	1,74	2,38	0,64	0,294
6. Johnston	1,36	1,11	1,52	1,16	1,85	0,69	0,396
7. Gebr. Hanko	1,20	1,38	1,43	1,51	2,18	0,67	0,279
8. W. A. Wood (mit älterem Binder) .	1,15	1,18	1,51	1,93	3,03	1,10	0,187
9. W. A. Wood (mit neuerem Binder)	1,16	1,09	1,50	1,81	2,75	0,94	0,201



Lith. Anst. v. Steinmetz & Bornemann, Meißen.

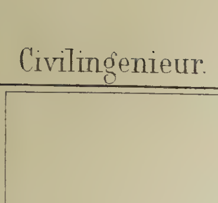


Fig. 1.

Fig. 2.

1/3 nat. Gröfse

Fig. 3.

Fig. 4.

Verlag von Arthur Felix in Leipzig

Lith. Anst. v. Steinmetz & Bornemann, Meifsen.

Man kann hiernach die durchschnittliche Leistung pro Pferdestärke und Stunde annehmen bei Mähmaschinen

ohne Ableger zu $0{,}455^{ha}$,
mit Ableger, ohne Binder „ $0{,}288^{ha}$,
mit Garbenbinder „ $0{,}194^{ha}$,

und von den Mähmaschinen mit Ableger ohne Binder stehen in kraftökonomischer Hinsicht am höchsten diejenigen von Johnston und von Walter A. Wood, bei denen die specifische Leistung λ einen den Durchschnittswerth übertreffenden Betrag (0,396 und 0,294) zeigt.

Wären Prämien ausgesetzt gewesen für die relativ leistungsfähigste Mähmaschine ohne Binder, so würden diese beiden zu bedenken gewesen sein; jedenfalls hätte die Johnston-Maschine wegen ihrer entschiedenen Trefflichkeit in allen Punkten die höchste Anerkennung verdient.

5) Coëfficient des normalen Arbeitsganges. Die in einem längeren Zeitraume erzielte Leistung der Mähmaschinen bleibt infolge unvermeidlicher Arbeitsunterbrechungen erheblich hinter demjenigen Betrage zurück, welcher sich aus Fahrgeschwindigkeit und Schnittbreite berechnen lässt. Der Verfasser hat daher auch hier wie bei verschiedenen Industriemaschinen den Quotienten aus wirklicher und berechneter Arbeitsleistung festzustellen gesucht, den er als „Coëfficient des normalen Arbeitsganges“ bezeichnet.[1]) Derselbe darf bei Beurtheilung des wirthschaftlichen Werthes solcher Maschinen nicht übersehen werden. Im vorliegenden Falle konnten zur Ermittelung dieses Coëfficienten jene Versuche benutzt werden, die ohne Einschaltung des Dynamometers zur allgemeinen Darlegung der qualitativen Leistung ausgeführt wurden und bei denen Parcellen von 0,18 bis $0{,}41^{ha}$ zur Benutzung gelangten. Indem man hier jeden einzelnen Stillstand notirte, konnte man den Quotienten aus wirklicher Gangzeit und totaler Arbeitszeit leicht berechnen. Wenn auch die so gefundenen Werthe von der Geschicklichkeit des Fahrers beeinflusst sind und die Gesammtdauer jedes Versuches (22 bis 97 Minuten) vielleicht als zu klein erachtet werden muss, so dürfte immerhin der aus nachfolgenden Resultaten herzuleitende Durchschnittswerth

$$f = 0{,}690$$

Anspruch auf Zuverlässigkeit machen.

Bezeichnung der Maschine.	Coëfficient des normalen Arbeitsganges.
1. Anson Wood	0,602
2. Mc Cormick	0,792
3. Samuelson & Co.	0,660
4. Buckey	0,520
5. Walter A. Wood (ohne Binder) .	0,793
6. Johnston	0,846
7. Gebr. Hanko	0,813
8. W. A. Wood (mit älterem Binder)	0,525
9. W. A. Wood (mit neuerem Binder)	0,663

1) Vgl. Mittheilungen der K. S. polytechnischen Schule zu Dresden, Heft I (Streichgarnspinnerei), S. 5; Heft II (Flachsspinnerei), S. 9. Leipzig (B. G. Teubner) 1864 und 1869. Civilingenieur, Bd. XXIII (Kammgarnspinnerei), S. 6.

Ferntransmission für sich kreuzende und sich schneidende Achsen.

Von

F. Bock, Ingenieur in München.

(Hierzu Tafel XXXVI.)

Die Bewegungsübertragung zwischen parallelen Achsen findet sich in einigen Ausführungen dadurch vermittelt, dass die beiden Achsen mehrfach gekröpft und die Lager der entsprechenden Kurbelzapfen durch Stangen oder Seile verbunden wurden.

Die Verbindungslinie der Mittelpunkte der gekröpften Achsenstücke wurde selbstverständlich senkrecht zu der Achsenrichtung gewählt. Sobald die Seile, welche die zusammengehörigen Kurbelzapfen verbinden, etwas elastisch sind, ist die Bewegungsübertragung auch

dann noch möglich, wenn die eine Achse um jene Verbindungslinie gedreht wird, oder wenn um die Endpunkte derselben beide Achsen so gedreht werden, dass sie mit ihrer ursprünglichen Lage nach entgegengesetzten Seiten gleiche Winkel bilden und sich unter einem Winkel 2φ schneiden. Diese verschiedenen Lagen zweier wie oben angegeben verbundenen gekröpften Achsen lassen sich an einem, der Modellsammlung für Maschinenbau der technischen Hochschule zu München angehörigen und durch die Figuren 1 und 2 der zugehörigen Tafel XXXVI in zwei Projectionen dargestellten Modell leicht erreichen; Theilungen bei a, b und c lassen die Winkel ablesen, unter denen sich die beiden Achsen A und B kreuzen resp. schneiden, während die Theilscheiben u und v, von denen u fest verbunden ist mit dem Bügel E, v dagegen durch eine Klemmschraube in verschiedenen Lagen auf der Achse B befestigt werden kann, den Nachweis vollständiger Gleichförmigkeit der Bewegungsübertragung liefern. Die zusammengehörigen Kurbelzapfen sind in Fig. 1 und 2 durch die gleichen Zahlen bezeichnet. Bei paralleler Lage der Achsen bleiben die Seile während der Bewegung in einer und derselben Ebene, dies ist aber nicht mehr der Fall bei jeder anderen Lage der Achsen; deshalb müssen die Verbindungen zwischen den Seilenden und den Kurbelzapfen als Kugelgelenke, oder, wie in genanntem Modelle geschehen, als Hook'sche Gelenke ausgeführt werden. Eine einfache Ueberlegung zeigt, dass bei nicht paralleler Lage der Achsen und übereinstimmender Drehbewegung derselben die Entfernung x zweier zusammengehöriger Kurbelzapfen nicht constant bleibt. Ist diese Veränderlichkeit, welche im Folgenden für sich senkrecht kreuzende und sich schneidende Achsen untersucht werden soll, so gering, dass sie durch die Elasticität der Seile oder durch Veränderung der Pfeilhöhe der Seilcurve ausgeglichen werden kann, so ist der vorliegende Mechanismus ebenso brauchbar, wie das oben angeführte Ferntriebwerk für parallele Achsen.

Da verschiedenen Achsenlagen verschiedene Seillängen entsprechen, wurde im Modell je der eine Anknüpfungspunkt der Seile mittelst Schraube verstellbar eingerichtet.

Nun soll für den ungünstigsten Fall des Kreuzens der Achsen, also für senkrechtes Kreuzen, eine Beziehung aufgestellt werden zwischen der Länge x (Fig. 3), dem von beiden Kurbeln von ihrer parallelen Lage aus zurückgelegten Winkel α und den Entfernungen e_1 und e_2 der Ebenen zweier zusammengehörenden Kurbelkreise von der Geraden fg, welche die kürzeste Entfernung e der Achsen A und B enthält.

Falls, wie für die folgende Betrachtung vorausgesetzt, keine Kraft übertragen wird, sind die beiden Winkel α einander gleich, da der symmetrischen Anordnung wegen die Spannungen in den gegenüberliegenden stets gleich langen Seilen einander gleich sind.

In Fig. 3 sind zwei zusammengehörige Kurbelkreise in zwei Projectionen gezeichnet, und bedeuten a_1, a_2 und b_1, b_2 die Projectionen der durch ein Seil verbundenen Kurbelzapfen bei einem Drehwinkel α. Die Seillänge $ab = x$ findet sich nach der Figur aus der Gleichung

$$x^2 = (a_2 p)^2 + (p\, b_2)^2 + (q\, b_1)^2;$$

ferner ist

$$b_2 p = e_1 - r \sin\alpha,$$

$$b_1 q = e_2 + r \sin\alpha,$$

$$a_2 p = e,$$

daher allgemein

$$x = \sqrt{e^2 + (e_1 - r\sin\alpha)^2 + (e_2 + r\sin\alpha)^2}.$$

Da der symmetrischen Anordnung wegen

$$e_1 = e_2 = e_0,$$

wird

$$x = \sqrt{e^2 + 2\, e_0^{\,2} + 2\, r^2 \sin^2\alpha};$$

demnach:

$$x_{max} = \sqrt{e^2 + 2\,(e_0^{\,2} + r^2)} \quad . \text{ bei } \alpha = 90^0 \text{ oder } 270^0,$$

$$x_{min} = \sqrt{e^2 + 2\, e_0^{\,2}} \quad . \; . \; . \; . \text{ bei } \alpha = 0^0 \text{ oder } 180^0.$$

Die Veränderung $x_{max} - x_{min}$ der Seillänge wird bei $\frac{r}{e} \leq \frac{1}{50}$ schon klein genug, um in vielen Fällen vernachlässigt werden zu können; nun überträgt aber bei $\alpha = 90^0$ ein einziges Seil die ganze Umfangskraft und erleidet dadurch den übrigen Lagen gegenüber eine Verlängerung schon bei parallelen Achsen. Diese Verlängerung wird aber bei sich kreuzenden Achsen durch die soeben berechnete Differenz $x_{max} - x_{min}$ zum Theil ausgeglichen, so dass die Gleichförmigkeit der Bewegungsübertragung bei gekreuzten Achsen je nach der Vollständigkeit dieses Ausgleiches eine grössere ist als bei parallelen Achsen.

Oben genanntes Modell wird für sich schneidende Achsen in der Weise eingestellt, dass zunächst die Achse B durch Drehung des sie tragenden Bügels um CC der Achse A parallel gelegt wird und man dann die Achsen A und B mit den Bügeln D und E um DD und EE nach entgegengesetzten Seiten um gleiche Winkel φ dreht. Die Bügel C, D und E drehen sich um conische Zapfen und werden durch Anziehen der Schraubenmuttern in den gewünschten Stellungen festgehalten.

Um bei sich schneidenden Achsen die einem Drehwinkel α entsprechende Seillänge x zu finden, wurden in Fig. 4 die Achsen A und B mit zwei zusammengehörenden Kurbelkreisen in zwei Projectionen dargestellt. $a_1 b_1$ und $a_2 b_2$ stellen die Projectionen eines Seiles dar nach einer Auslenkung der betreffenden Kurbeln aus der Horizontalen um α.

Da $a_1 b_1$ horizontal, ist $a_2 b_2 = x$, und es ergiebt sich aus der Figur:

$$x = a_2 b_2 = \sqrt{(a_2 c)^2 + (b_2 c)^2},$$

$$a_2 c = a_1 b_1 = e, \quad b_2 c = b_2 d_2 \sin \varphi = 2 r \cos \alpha \sin \varphi,$$

also

$$x = \sqrt{e^2 + (2 r \cos \alpha \sin \varphi)^2},$$

$$x_{max} = \sqrt{e^2 + 4 r^2 \sin^2 \varphi} \quad . \quad . \quad (\text{bei } \alpha = 0^0),$$

$$x_{min} = e \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (\text{bei } \alpha = 90^0).$$

Da φ schon aus constructiven Gründen nur ein kleiner Winkel sein kann, wird hier die Differenz $x_{max} - x_{min}$ wohl für die meisten Fälle klein genug, um vernachlässigt werden zu dürfen. Da x_{max} bei $\alpha = 0$ stattfindet, wird durch jene Differenz die Gleichförmigkeit der Bewegungsübertragung gegenüber derjenigen bei paralleler Lage der Achsen verringert.

Die Anwendbarkeit des besprochenen Triebwerkes wird zwar eine beschränkte sein, da bei einigermaassen erheblichen Umdrehungszahlen die Seile bedeutend schlagen würden und ausserdem die Herstellung der gekröpften Wellenstücke mit Schwierigkeiten und grossen Kosten verbunden ist. Jedoch werden die Seile nicht, wie beim gewöhnlichen Seiltriebe, fortwährend gebogen, sind also voraussichtlich von längerer Dauer; auch können Vorgelege erspart werden, indem z. B. von einer Turbinenwelle (B) aus (Fig. 1) direct eine entfernt liegende Transmissionswelle (A) angetrieben werden könnte. Unter Umständen dürfte sonach die besprochene Ferntransmission doch mit Vortheil anzuwenden sein, so lange man es nicht mit zu grossen Tourenzahlen zu thun hat. Eine neuere Ausführung obiger Transmissionsart bei parallelen Achsen und angewendet für einen Personenaufzug findet sich beschrieben in Cooper's Werk: „Use of Belting“, S. 285.

Beiträge zu einem systematischen technischen Vocabulär.[1])

Von

Wilhelm Scheffler,
Dr. phil., Privatdocent für französische Sprache und Literatur am Kgl. Polytechnikum zu Dresden.

Robert Land,
Ingenieur bei der Berliner Stadt-Eisenbahn.

II. Brückenbau.

Da schon bei Veröffentlichung der französischen Phraseologie des Eisenbahnbaues — Civilingenieur, XXV. Bd., 4. und 5. Heft — die Grundsätze, welche den Unterzeichneten bei derartigen Bearbeitungen leiteten, niedergelegt sind, so kann ich mich hier um so eher darauf beziehen, als ich auch bei der vorliegenden Arbeit von diesen Grundsätzen nicht abgewichen bin. Wie die frühere, so ist auch die vorliegende Sammlung hervorgegangen aus der Lectüre technischer Abhandlungen, welche ich auf Wunsch mehrerer Fachprofessoren seit einiger Zeit in den Kreis meiner Vorlesungen mit aufgenommen habe. Nur ist aus dem früheren Hörer, Herrn Ingenieur Land, mein eifrigster Mitarbeiter geworden, der nicht nur durch Privatlecture der einschlagenden Werke das sprachliche Material ergänzte, sondern auch mit grossem Geschicke sich der systematischen Anordnung des Stoffes unterzog, so dass dem Unterzeichneten neben seinem Antheile an der Phraseologie, wesentlich die philologische Durcharbeitung des Ganzen verblieb, wie sich dies besonders in den Anmerkungen ausprägt. Auch diesmal ist es dem Unterzeichneten eine angenehme Pflicht, Herrn Baurath Professor Dr. Fränkel unsererseits herzlichsten Dank zu sagen für die liebenswürdige Bereitwilligkeit, mit welcher er diese gemeinsame Arbeit förderte.

Wäre mit der Klarstellung des Antheiles eigentlich die Einleitung erschöpft, so mag ich doch die Gelegenheit nicht vorübergehen lassen, ohne wenigstens in Kürze die Literatur

1) Vergl. Civilingenieur, Bd. XXV (1879), S. 381.

zu berücksichtigen, welche innerhalb der letzten Zeit auf dem Gebiete der technischen Phraseologie erschienen ist. Unverkennbar hat sich auf diesem fast brach liegenden Boden eine grössere Thätigkeit entfaltet. Eine Reihe trefflicher Arbeiten zeigt das Bestreben, das umfangreiche Gebiet der englischen und französischen Phraseologie mehr und mehr dem praktischen Gebrauche des Technikers zu erschliessen.

Zunächst ist hier

Technical Vocabulary, english and german, von Dr. Wershoven, Leipzig. F. A. Brockhaus. 1880. XII, 224 S.

zu erwähnen, welches sich als ein Pendant zu dem französischen Vocabulär desselben Verfassers herausstellt. Da ich mich über letzteres in dem angezogenen Hefte des Civilingenieurs bereits ausführlich ausgesprochen, so genügt es bei dieser gleich verdienstlichen Arbeit nur noch darauf hinzuweisen, dass sie reichhaltiger im Inhalte und mit einem Index versehen ist, der den praktischen Gebrauch wesentlich erleichtert.

Von demselben Verfasser und in gleichem Verlage ist nun zunächst ein englisches Lesebuch erschienen, dem — variatio delectat — ein französisches Seitenstück rasch nachfolgen soll:

The Scientific English Reader. Naturwissenschaftlich-technische englische Chrestomathie, mit sprachlichen und sachlichen Erläuterungen, Abbildungen und technologischem Wortverzeichniss.

I. Theil: Physik, Chemie, chemische Technologie. (ℳ 2. —)

II. Theil: Maschinentechnik, mechanische Technologie. (ℳ 1. 50.)

III. Theil: Bau-Ingenieurwesen. (ℳ 1. 75.)

Die Aufsätze, den standardworks der englischen und amerikanischen technischen Literatur der Neuzeit entnommen, geben ein umfassendes Bild des jeweiligen Gebietes, welches der Verfasser in den einzelnen Theilen behandelt. Nur in Betreff der Anmerkungen scheint mir derselbe theilweise zu weit gegangen: nicht Etymologie um jeden Preis, wie das im ersten Theile geschieht, sondern nur insoweit, als hierdurch Bekanntes an Unbekanntes angeknüpft wird, und dies besonders in einem Buche, welches wie das Wershoven'sche vornehmlich für technische Mittelschulen bestimmt erscheint.

Den richtigen Weg hat Herausgeber eingeschlagen, indem er sein Lesebuch in drei einzeln verkäuflichen Abtheilungen herausgab, einen Weg, dem auch Eger mit seiner französischen beziehungsweise englischen Chrestomathie gefolgt ist. Es wird hierdurch erreicht, dass bei den rascher sich erneuenden Auflagen, an Stelle veralteter, überholter Arbeiten, neue Aufsätze, den Wandlungen der Technik folgend, eingefügt werden können, ungefähr so, wie bei dem bekannten Schiffe Peter's des Grossen, welches äusserlich immer das gleiche bleibt, weil jedesmal, sobald eine morsche Planke sich zeigt, eine neue an ihre Stelle eingezogen wird.

Bedeutendere Arbeiten sind auch auf dem Gebiete der Lexicographie zu verzeichnen. Wie viel hier noch zu thun ist, leuchtet Jedem ein, der sich auch nur zeitweilig der jetzigen, selbst der besten technischen Wörterbücher bedient. Will man auf diesem umfänglichen Specialgebiete ein Werk schaffen, welches gegenüber den jetzt vorhandenen einen gleichen Fortschritt zeigt, wie das Sachs-Villatte'sche Wörterbuch den allgemeinen französischen Lexicis gegenüber, so bedürfte es, wie dort, Hunderter von Mitarbeitern, d. h. ins Praktische übersetzt eines Betriebskapitals, welches selbst der unternehmende Herausgeber des obenerwähnten Wörterbuches, Professor Langenscheidt, erst dann, wie er mir schrieb, daran setzen würde, wenn ihm eine ausgiebige Staatsbeihilfe garantirt würde. So lange dieses nicht geschieht, werden wir auf den langsameren Weg der Durcharbeitung einzelner specieller Gebiete angewiesen sein Zu denen, welche sich dieser Aufgabe mit grosser Hingebung unterzogen haben, gehört vor allem Julius Rübenbach mit seinem

Eisenbahnwörterbuch der deutschen und französischen Sprache. Zwei Theile. Berlin 1881. Druck und Verlag von H. S. Hermann. (ℳ 14. —)

welches in seltener Vollständigkeit dieses weitverzweigte Gebiet behandelt, während A. Kirberg mit seinem

Eisenbahntaschenwörterbuch in (?) deutscher und französischer Sprache (ℳ 3. —)

mehr dem praktischen Gebrauche in geschickter Form dient.

Auch die vorliegende gemeinsame Arbeit strebt dahin, sich den vorgenannten an die Seite zu stellen auf einem Gebiete, welches bisher in solcher Ausdehnung wohl noch nicht bearbeitet wurde. Inwieweit dies gelungen, mögen Andere nachsichtig beurtheilen.

Wilhelm Scheffler.

Brückenbau — Construction des Ponts.

Erläuterung der gebrauchten Abkürzungen.

a. fr. = altfranzösisch. a. h. d. = althochdeutsch. dtsch. = deutsch. Dim. = Diminutiv. it. = italienisch. niederl. = niederländisch.

I.

Die allgemeine Anordnung oder Anlage des Projectes.	L'établissement (m) général du projet.
Die Brückenstelle	*l'emplacement*[1] (m) d'un pont.
Der Thalübergang . .	le passage de vallées.[2]
eine Straße . . . . . verbinden	route (f) . . . . . *desservir*.
Die Vorarbeiten	les travaux *préliminaires* (m).
eine Aufnahme machen .	*(re)lever* un plan.
ein Nivellement anbinden, anknüpfen an.	rattacher un nivellement à.
die Coten auftragen auf .	rapporter les cotes[3] sur.
Die Spannweite	l'ouverture (f), la portée.
Die (Durchlaß-) Oeffnung, das Durchlaßprofil, der Fluthraum.	le débouché.
Die Erweiterung des Durchlaßprofiles.	l'élargissement (m) du débouché.
Den Fluthraum des Flusses verengen.	*rétrécir* le débouché de la rivière.
Die Verengung des Bettes	le rétrécissement du lit.
Der Zufluß	l'affluent (m).
Der Abfluß	l'écoulement (m).
Die Anspülung, die Verlandung.	l'atterrissement (m).
Die Anschwemmung, das aufgeschwemmte Land.	l'alluvion (f).[4]
Die Stauung, der Stau .	le *remous*.[5]
Der Stau wird erzeugt durch die Differenz der Geschwindigkeitshöhen.	le remous est produit par la différence entre les hauteurs *dues aux vitesses*.
eine Contraction erleiden, erfahren.	*éprouver* une contraction.
Das Gefälle	la pente, la chute.
Der benetzte Umfang . .	le *périmètre* mouillé.
stromaufwärts	en amont.[6]
stromabwärts	en aval.[6]
Der Stromlauf, die Strombahn, der Thalweg.	*le thalweg*.
Die Stromachse . . .	l'axe (f) du thalweg.
Der Stromstrich . . .	le courant.
Der Querschnitt, das Querprofil des Flusses	le profil *en travers* de la rivière.
Nieder- und Hochwasserstand.	*étiage*[1] (m) et le niveau des plus grandes eaux.
zur Zeit des Hochwassers	à l'époque *des crues*.
Der Korkschwimmer . . .	le flotteur en liége.[2]
einen Korkschwimmer loslassen.	*lâcher* un flotteur.
fortgerissen auf dem Wasserfaden.	entraîné sur la *veine fluide*.
Die Auffahrt (einer Brücke), der Zugang.	l'abord (m) (d'un pont).
Die Rampen, Dämme, Abhänge, Böschungen.	les rampes (f).
Die Böschung, das Banquet.	la *berge*.
Der Leinpfad	le chemin *de halage*.
Das (der) Quai	le quai.
Die Flügelmauer	le mur à (en) ailes.
Die Flügelmauer, der Parallelflügel.	le mur *en retour d'équerre*.[3]
Die Wand, die Mauerflucht.	le nu.

1) Eigentlich lieu de construction Bauplatz; la place jeder Platz.
2) vallée (f) Thal überhaupt; vallon (m) (Dim. on) kleines Thal; das Stammwort beider, val (m) außer in Eigennamen: val de Bênoit, d'Orléans etc. nur noch pluraliter in der Redensart gebräuchlich: aller courir *par monts et par vaux*, Berg und Thal durchstreifen.
3) Ohne ^ und kurz (spr. köt) lat. quota; vgl. la côte (costa) die Küste; le côté die Seite.
4) *alluvion*, allmälige Bildung; *atterrissement*, plötzliche Bildung eines neuen Landes.
5) tournant d'eau, Strudel.
6) Vom lat. a(d) mont(em), bez. a(d) val(lem).

II.

Eisentheile.	Détails de la ferronnerie.
Der Nagel	le clou.
Der Bankstift, das Bankeisen.	le crochet.
Der Dorn, der Nagel . .	la broche.
Das Band(eisen), die Schiene	la *moise*[4], le lien (de fer), la bande (de fer).
Die Klammer ⌐	le clameau.
Die Krampe, die Kramme ⊓	l'égrène (f).[5]
Der Schuh	le sabot.
Der gußeiserne Schuh, die Haube.	le chapeau en fonte.
Das Rundeisen	le fer rond.
Das Flacheisen	le fer plat, méplat.
Das Winkeleisen	la *cornière*[6], le fer en L.

1) Abgeleitet von été (Sommer) vermittelst der Endung age.
2) Hängt mit leger (levis) zusammen.
3) Vom lat. exquadrare = tailler en carré ou à angles droites.
4) Davon moiser = lier, affermir par des moises.
5) égrener, égrainer (lat. granum).
6) Vom lat. plur. corna.

Das T-, U-Eisen	le fer en T, en U.
Der Ankerbolzen	le tirant.
Die Schraube	la vis (spr. vice).[1]
Die Schraubenspindel	la vis (mâle).
Die Schraubenmutter	la vis femelle, l'écrou.[2]
die Schraubenmutter anziehen.	*serrer* l'écrou.
Die Verlaschung	l'éclissage (m), l'éclissement (m).
Die Lasche, Laschenplatte	l'éclisse (f), l'éclisse plate.[3]
Der Haken	le crochet.
sich aushaken	se décrocher.
wieder einhaken	raccrocher.
eine gezahnte Eisenstange	une barre dentelée en fer.
eine (eiserne) Zugstange	un tirant de (en) fer.
verbolzt, angeschraubt	boulonné.
Der Eisenring	la *frette*.[4]
heiß auflegen, aufziehen	poser à chaud.
Die Rippe	la nervure.
Der Kran, der Aufzug	la grue.[5]

III.

Die Fundirung, Gründung. — La fondation.

Die Fundirung herstellen	établir les fondations.
Den Grund legen	*jeter*, *asseoir* les fondements.
Die Wasserbauten	les *constructions* hydrauliques.
Die Art des Bodens	la *nature* du sol, de terrain.
Die Unebenheiten des Terrains.	les ondulations[6] du terrain.
Das steinige — kiesige — sandige — torfhaltige — Erdreich.	le terrain pierreux — graveleux — sablonneux — tourbeux.
Der Tuffstein, das Tuffgestein.	les tufs.
Der Kies, grober Sand	le gravier.
Der Sandboden	les sables.
Der Torf	la tourbe.
gewisse Thonarten	certaines argiles (f).
Der Schlamm	la vase.
Die Dammerde	la terre *franche*.
(un-)nachgiebig	(in-)compressible.
(un-)unterwaschbar	(in-)affouillable.

1) Aus lat. vit(i)s (altfr. viz; neufr. vis) = Weinranke in der Spiralwindung der Ranke liegt also das tertium comp. — Das englische *vice* wie niederl. *vijse* aus franz. vis; davon abgeleitet *visser* (niederl. *vijsen*) fest zusammenschrauben, fester anziehen.

2) Gewöhnlich vom deutschen Schraube hergeleitet. — Das engl. *screw* aus dem franz.

3) Diese Formen abgeleitet von clisse, welches zurückgeht auf althochdeutsches kliozan = spalten.

4) contrah. aus ferette, d. h. aus fer und der Dim.-Endung ette; ursprünglich also ein kleines Eisen; fretter = garnir de fer.

5) lat. grus, gruis, welches neben dem Vogel „Kranich" eine Maschine zur Hebung von Lasten bezeichnet. Ebenso verhält es sich mit dem deutschen Kran und Kranich, welches den beiden Bedeutungen des französischen Wortes grue entspricht und daher allein richtig ohne h zu schreiben ist. Im Griechischen *γέρανος* finden sich ebenfalls beide Bedeutungen vereint. Auch sonst Thiernamen zur Bezeichnung von Maschinen bez. Maschinentheilen, z. B. mouton, belier, Widder (Kriegsmaschine); engl. cok, deutsch hahn, franz. robinet (Abl. von robin = mouton); chien d'un fusil etc.

6) Vom lat. undula, Dim. von unda (Welle).

unterwaschen	déchaussé.
Die Unterwaschung	l'affouillement (m), le déchaussement.
Die Spitzhaue	le pic (à roc).
Das Bohren	le sondage.[1]
Das Bohrgestänge	la tige de la sonde.
Ein Erdbohrer	une sonde terminée par une tar(r)ière.
Der Stoßbohrer	le trépan.
Die Aufsatzstange	la barre additionelle.
eine Probe beibringen, aufnehmen.	rapporter un échantillon du terrain.
Gründung mittelst des Fangedammes.	fondation par bâtardeau.[2]
Die Baggermaschine, der Bagger.	la *drague*[3], le drageur, le cure-môle.
Die Baggerung	le draguage.
baggern	draguer.
sich der mit einem langen Hebelarme bestielten Baggerlöffel bedienen.	se servir de cuillers de draguage *emmanchées* d'un long bras de levier.
den Boden bloslegen	mettre le sol *à nu*.
Das Pfahlwerk	*l'estacade* (m).[4]
Grundpfähle einrammen	enfoncer des pilotis.[5]
Querholz, Riegel, Zange	l'entre(-)toise (f).
Die Langhölzer, Holme, Zange.	les long(ue)rines.
Die Bohlen, Spundpfähle, die Grundwand.	les palplanches.[6]
feststampfen	pilonner.
fugendicht sein	être jointif.
Das Bindemittel	la liaison.
Die Eimerkette, das Paternosterwerk	la noria[7], le chapelet.[7]
ausschöpfen, die Ausschöpfung.	épuiser, l'épuisement (m).
Die Baugrube	la fouille.
ausgleichen — durch Sprengungen.	araser le sol — au moyen de coups de mine.
Der Binder	la ferme.[8]
Das Querband, der Bindericgel.	la lierne.
Die Füllung	le remplissage.
Der Fangekasten, dichte Kasten	la caisse[9] *étanche*.
Der undichte Kasten	la caisse non étanche.
Der (Senk)kasten	le caisson.

1) Ableitung von sonde, welches seinerseits herstammt vom lat. s(ub) + undare = descendre sous l'eau — les sondages, die Bohrungen, das Sondiren. — sonde à tar(r)ière, der Erdbohrer.

2) Dim. von bastard, welches von bâtir (bastir) abgeleitet zu sein scheint.

3) Angels. drâge, engl. drag = Rechen, Harke.

4) Entstanden unter dem Einfluß des alten Subst. estaque, vom ahd. stacca = der Stecken.

5) Abgel. von pilot, seinerseits abgel. von pile (lat. pila = colonne). Vgl. deutsch Pfeiler von pilarium. — Menge von Ableitungen: pilier, empiler, pilon, pilonner, pilotis pilot, piloter, pilotage, pilastre.

6) pal-planche pal(us), Pfahl — planca.

7) Spanischen Ursprunges. chapelet, eigentlich Rosenkranz, Paternoster.

8) former *la ferme*, die Pfahlwände bilden.

9) Auch Kasten des Eisenbahnwagens; davon caisson = coffre qu'on plonge (senkt, taucht) dans l'eau pour la fondation des piles.

Die Umkleidung . . .	l'enceinte (f).[1]
versenken	enfoncer.
versinken lassen	échouer.
betoniren	couler du béton.[2]
sich auswaschen . . .	se délayer.[3]
Gründungen auf Schwellrost.	fondations sur grillages.
zum Betoniren schreiten .	*procéder à la coulée du béton.*
die Betonkarren ausschütten.	verser les brouettes[4] de béton.
sich flach ausbreiten . .	s'étendre *en nappes.*[5]
die Eimer herablassen .	*descendre* les seaux.
die Eimer schwenken, umkippen.	faire *basculer* les seaux.
eintauchen	immerger.[6]

IV.

Brückensysteme. — Systèmes de Pont.

Die schiefen Brücken . . .	les ponts *biais*, *obliques.*[7]
Der Steg, die Laufbrücke	la passerelle, le pontelet.
Die Noth-, Interims-, provisorische, Transportbrücke.	le pont de service.
Spannweite . . . . . überschreiten.	dépasser . . . . . ouverture.[8]
Für Fußgängerverkehr eingerichtet sein.	*donner accès* aux piétons.[9]
steinerne Brücke	pont en (de) pierre.
Viadukt, Thalbrücke . . .	le pont-viaduc.
Wasserleitungsbrücke, Aquädukt.	pont-aqueduc.
Die Kanal(leitungs)brücke .	le pont-canal.
Die Röhrenbrücke . . .	le pont *en tube*, *tubulaire.*
Die hölzerne (Holz-)Brücke .	pont *en charpente*, *en bois.*
Gitterbrücke	le pont *en treillis.*
Brücke mit Town'schen Trägern, Town'sche Gitterbrücke.	le pont à treillage de Town, le pont américain.
Die Hängebrücke	le pont suspendu.
Die versteifte Hängebrücke	le pont suspendu rigide.

1) syn: enclos; enceinte, das Einschließende; enclos, der eingeschlossene Raum.
2) Ungewisse Herkunft.
3) qu'il ne se délaie dans sa chute, damit er beim Falle nicht den Zusammenhang verliert.
4) Aus b + rouette, Dim. von roue (lat. ro(t)a); b verkürzt aus bi (lat. bis) ursprünglich also ein zweirädriger, heute nur ein einrädriger Karren; der zweirädrige Karren: brouette *à deux roues.*
5) (lat. mappa), ursp. Tisch-Tafeltuch, en (forme de) nappe, teppichartig, dann allgemein weit ausgebreitet sein; vergl. nappe d'eau: 1) eine wehrartig sich ausbreitende Wasserfläche; 2) Durchschnittshöhe der Gewässer eines Landstriches; 3) Grundwasser.
6) avant l'immersion de la caisse, vor der Einsenkung des Kastens; lat. immergere (plonger dedans).
7) Aus lat. bifax (bis-fax = bis-oculus) ist bifais, und durch Syncope biais geworden. Aus dem Begriff des Schielenden hat sich alsdann der des Schrägen ergeben; fem. biais(s)e. s. voûte biais(s)e, S. 63. syn. oblique. it. bieco.
8) Syn. débouché, letzteres bezieht sich mehr auf den Raum; ouverture mehr auf die horizontale Entfernung.
9) a(d) + cessus. — piéton (pied, ältere Schreibweise piet).

V.

Der Träger. — La poutre.[1]

Der Brücken-, Trag-, Straßenbalken, Streckbaum	la poutrelle.
Das Feld	la travée.[2]
continuirlicher Träger . .	la poutre-continue.
Der volle, massive Träger	la poutre pleine.
Das Fachwerk	le *framework.*
Der Gitterträger, der durchbrochene Träger.	la poutre en treillis.
Der armirte Träger . . .	la poutre armée.
Der zusammengesetzte Träger	la poutre d'assemblage.
Der verzahnte Träger . .	la poutre *en crémaillère.*
Der Blechträger	la poutre de (en) tôle.[3]
Der Parallelträger . . .	la poutre en semelles parallèles, la poutre rectangulaire.
Der Träger mit gekrümmten Gurten.	le poutre en semelles courbes.
Der Parabelträger . . .	la poutre parabolique.
Der Bogenträger	la poutre en arc, l'arc (m).
Hängewerksträger	la poutre *avec* armature, suspendue, la suspensoire.
Sprengewerksträger . . .	la poutre avec contre-fiches.[4]
Das System des rechtwinkeligen Dreiecks.	le système à triangles rectangles.
mit rechts steigenden Diagonalen.	ascendants
mit rechts fallenden Diagonalen.	descendants.
Das System des gleichschenkeligen Dreiecks (d. eintheilige Netzwerk) (Neville's System).	le système triangulaire.
Das System des gleichschenkeligen Dreiecks.	le système à triangles isos(c)èles (Warren).

VI.

Hölzerne Brücken. — Ponts en bois, en charpente.

Das Zimmerwerk	la charpente.
Die Tischlerarbeit, Schreinerarbeit, Tischlerei.	la menuiserie.
Der Bretschneider . . .	le scieur[5] *de long.*
Die Eiche	le chêne.
Die Tanne	le sapin.
Die Ulme	l'orme (m).
Die Buche	le hêtre.[6]

1) Nach Diez vom niederl. lt. po(l)edra, die Füllenstute; Tertium comp., wie die Füllenstute das Füllen, so trägt der Träger die kleineren Balken. Vergl. chevalet, Dim. von cheval, das Gerüst, Gestell, welches die Drehscheibe trägt. — Abl. poutrelle.
2) Abgel. von traba(t)a, zusammenhängend mit trabs, der Balken. pont à deux travées, mit 2 Jochen.
3) Aeltere, dialektische Form taule contrah. aus lat. ta(b)ula = planche, tablette.
4) Strebe, Winkelband.
5) Das c, welches nicht gesprochen, wird an falscher Stelle eingeschoben; scier vom lat. secare.
6) Dtsch.: hei(s)ter.

Die Kiefer	le pin astre.
Die Lärche	le mêlèze, le larix.
Die Erle	l'au(l)ne (m).
Die Strandkiefer	le pin maritime.
Hauptbestandtheile eines Baumes.	les principales parties d'un arbre.
Die Wurzel	la racine.
Der Stamm	le tronc.
Die Rinde	l'écorce (f).
Der Splint	l'aubier (m).
Die Holzfasern	les fibres ligneuses.
Die Oberhaut	l'épiderme (m).
Der Bast	le liber (spr. bère).
Der Kern	le *cœur* du bois.
Das Kernholz	le noyau.
Das Mark	la moëlle.[1]
Der Saft	la sève.
Die Hirnholzfläche, das Ende.	l'about (m).
Der Gipfel, Wipfel	la cime.
Das Zopfende	le petit bout.
Eigenschaften des Holzes	les *propriétés* du bois.
knorrig	raboteux.
krumm	tortu.
verkrüppelt	rabougri.
Das Schwinden	la retraite.
Das Quellen	le gonfler, gonflevement.[2]
austrocknen	dessécher.
Die Austrocknung	la dessiccation.
Der Riß	la gerçure (f), la crevasse.[3]
reißen	éclater.
Spiegelklüfte	les crevasses naturelles.
Ringklüfte	les gerçures annulaires.
Spalten	des fentes.[4]
Der Kernriß	le *cadran.*[5]
Mondring	le faux aulier.[6]
windschief	*coffiné*, *déjeté*.
sich (ver)werfen windschief werden.	se déjeter.
Die Fehler (Mängel) des Holzes.	les vices (défauts) (m) du bois.
eisklüftig	gelif.
kernrissig	cadrané.
knotig	noueux.
gedreht	rebours.
kernschälig	roulé.
krummfaserig	tranché.
spröde	gras.
vom Fraße angegriffen	carié.
Die Wurmstichigkeit	la moulinure.
wurmstichig	mouliné.

1) Für mëolle (lat. me(d)ulla) Mark, weil der Stein zart, oder weil er zur Füllung dient.
2) Eigentlich Aufblasen.
3) Von crever (crepare), dtsch. krepiren = éclater, s'ouvrir avec bruit.
4) Von fendre (lat. findere), vergl. ähnliche Verbalsubstantiva, rente von rendre, tente von tendre etc.
5) lat. quadrans. Auch die Sonnenuhr, le cadran solaire. — cadrané.
6) Hängt wohl zusammen mit aula = cour, Hof.

Der Holzschwamm	le mérule, le *champignon*[1] des maisons.
Der Wurmfraß	la vermoulure, la piqûre des vers.
Die Fäulniß, das Verfaulen.	la carie, la pourriture.
Die nasse Fäulniß	la pourriture humide.
Die trockene Fäulniß, das Vermodern, Vermorschen, Verstocken.	la pourriture sèche.
weißliche Flecke (beim Absterben des Holzes bemerkbar).	des taches blanchâtres nommé „*blancs de chapon*".[2]
Das Entrinden, entrinden, beschlagen.	l'écorcement, écorcer.
fällen, schlagen	abattre, couper, exploiter.
Die Fällzeit	*l'époque* des coupes.
Das Fällen	l'abattage (m).
sich entlauben, die Blätter verlieren.	se dépouiller.
überständiges Holz	bois *sur le retour.*
der Baum auf dem Stocke	l'arbre *sur pied.*
im unbewaldrechteten Zustande (noch mit der Rinde behaftet).	*en grume*[3] (revêtu de l'écorce).
Das Holz verarbeiten, zurichten.	débiter le bois.
Die Bearbeitung	la main-d'œuvre.
Das Rundholz	le bois en grume.
Das Kantholz	le bois d'équarrissage.[4]
Das Halbholz	le bois mi-, méplat.
Schnittholz	bois de sciage.[5]
Stammholz	bois de brin.
Der Ver-, Abschnitt, Abfall.	le déchet.[6]
Bohle	madrier.[7]
Das Brett	la planche.
Die Latte	la latte.[7]
Das Lattenwerk, die Lattung	le lattis.[8]
Die Zange	la moise.
Die Zangen	les moises (f).
Die Gurthölzer	les jumelles (f).
Das Gitterwerk	le treillage.

VII.

Die Holzverbindung. — Assemblage de charpente, des bois.

Der stumpfe, gerade Stoß	le joint plat, le *bout à bout.*
Die Ueberblattung, Anblattung.	la patte.[9]

1) Erdschwamm, Pilz.
2) Dtsch.: kapaun.
3) Etymologie unbekannt.
4) Vergl. S. 554, Nr. 3.
5) Vergl. S. 558, Nr. 5.
6) Seltsame Ableitung von déchoir; déchet von déchoir (lat. decadere), wie Abfall von abfallen.
7) Aus lat. maderia (span. madera, Madeira) = bois de charpente, Bauholz.
8) Aus ahd. latta, engl. lath. — Abl. latter, lattis.
9) Synon. von pied, gehört der Wurzel pat zu, welche in allen europäischen Sprachen ungemein verbreitet ist und etwas Plattes, Fuß 2c. bedeutet.

a) Das gerade Blatt	la p. à mi-bois, demi-bois.
b) Das schiefe Blatt	le *sifflet.*
Das gerade, das schiefe Hakenblatt.	l'endentement à double patte, *à flûte.*
Das schräge Hakenblatt	le trait *de Jupiter* (spr. tère).
Die Verzahnung	les entailles à crémaillère, l'endentement (m), l'endente (f).
Der Zahn	l'adent.
Die Verdübelung	l'assemblage à goujons[1], à clefs[2] (spr. clé), la chevillure.
Der Dübel, der Dollen	la cheville (en bois), le goujon.
Die volle, bündige Ueberblattung.	l'entaille à moitié bois, l'entaillage affleurée.[3]
Die Ueberschneidung	l'entaillage.
ausblatten, überschneiden	entailler.
Der Einschnitt	l'entaille.
Die Nuth	la rainure.
Rinnen-Nuthe anbringen	menager des rainures.
mit Nuth und Feder verbunden.	assemblé à *grain d'orge.*[4]
Theilweise Ueberblattung	l'entaillage partielle.
Verkämmung, der Kamm	l'assemblage à entailles, l'assemblage à tenon et entaille.
Der Blattzapfen	le tenon à patte.
Der Blattzapfen mit Versatzung.	l'ecart double.
Die schwalbenschwanzförmige Verkämmung (Verbindung).	l'assemblage *à queue d'aronde*[5] (d'hironde).
Der Zapfen	le tenon.
Das Zapfenloch	la mortaise.[6]
ein Zapfenloch stemmen	mortaiser.[6]
der Zapfen mit Versatzung	le tenon avec embrèvement.
Der verbohrte Zapfen	le tenon à clef, foré.
Der durchgehende Zapfen	le tenon passant.
Der Keilzapfen, der verkeilte Zapfen.	le tenon à contre-clavette.
Schiefer Zapfen mit Versatzung.	le tenon biais avec d'entaille.
Die Schulter	l'épaule.
schiefer Blattzapfen	le tenon biais à patte.
Die Mauerschwelle, Mauerlatte.	le filet de mur.

1) Wahrscheinlich Dim. von gouje = espèce de ciseau creux ou courbe à l'usage des sculpteurs et des menuisiers; goujon (angl. gudgeon?) = outil de fer à divers usages.

2) Auch clé geschrieben und stets so gesprochen; **la** clef.

3) Gleich être ou mettre *à fleur* = de niveau; à fleur de hat die specifische Bedeutung von au niveau de, sur le même plan etc. Vergl. ne contempler que la fleur des choses.

4) granum-hordeum (die Gerste).

5) hironde, wie das durch verderbte Aussprache entstandene, noch im fr. Volksliede gebräuchliche (weil h nie gesprochen) aronde (aus lat. hirundo); beide Ausdrücke gehören nur der a. fr. Sprache an, wie der langue des arts et métiers; in der Sprache der Allgemeinheit ist dies Wort ersetzt durch das Dim. hirondelle.

6) entailler dans une pièce de bois pour y faire *mordre* un tenon. Vergl. engl. mortise.

VIII.

Die Jochbrücke. Le pont à travées.

Das Joch, Pfahljoch	la palée (de pont).[1]
Das Grundjoch	la basse-palée.
Die Grundpfählung	les palées basses.
Das Oberjoch, der Jochbock.	la palée haute.
Aufgesetzte Joche	palée en deux étages.
Das Mitteljoch	la palée intermédiaire.
Der Jochholm	le *chapeau* (des palées).
Der Holzpfeiler	le pilier en bois.
Zusammengesetzte Tragbalken	Travées en poutres composées.
Die Tragwand	la paroi, la ferme.
Die Gitterwand	la ferme en treillis.
Der Gitterstab, die Kreuzstrebe.	le croisillon.
Das Gitterwerk (Netzwerk)	l'assemblage du treillis.
Die Masche	la maille.
Der Gurt, die Gurtung	la semelle, la plate-bande.
Der Obergurt	la semelle supérieure.
Der Untergurt	la semelle inférieure.
Der Knoten, der Knotenpunkt.	le nœud.
Die Strebe (Druckstrebe)	le montant.
einspannen	encastrer.[2]
Die Zugstange	le tirant.
Die Spreng-Stützstrebe, Steife.	le bracon[3], la contre-fiche[4], l'étrésillon (m).[5]
Die Verankerungsstange	l'ancre (m).
Der Ständer, der Pfosten (auf Druck beansprucht).	le poteau[6], le montant vertical.
Gitterträger (im engeren Sinne).	la poutre américaine à treillis.
Die Hauptdiagonale (auf Zug beansprucht).	le tirant (principal).
Die Gegendiagonale (auf Druck beansprucht).	le contre-tirant.
Das Howe'sche System	le système de Howe.
Das Andreaskreuz	la croix de Saint-André.
Die Hauptstrebe (auf Druck beansprucht).	le lien.
Die Gegenstrebe (mit künstlich hervorgerufenem Drucke).	le contrelien.
Der Unterzug	la sous-poutre, la poutre mise dessous, le sommier.[7]

1) Siehe pal.

2) Zusammenhängend mit „Kasten".

3) Dim. Altes Wort von braque, dtsch. Bracke (f), der Hühnerhund. Liegt das Tert. comp. in dem Vorwärtsstreben des gut dressirten, an der Leine reißenden Jagdhundes?

4) fiche = nom de divers outils, servant à *ficher*.

5) pièce de soutien — .. trés ..... = tra(b)s, Balken.

6) Vom lat. postellus. Dim. von postis; a. fr. postel; dtsch. Pfosten. Abl. potelet.

7) Bedeutet zunächst cheval de somme, Saumthier, Packpferd; hat nichts mit „Saum" zu thun (Volksetymologie), sondern geht auf lat. salma, Last, zurück; dann Träger, Unterlage, wie sich das deutlich in der zweiten Bedeutung von sommier zeigt = Matratze (matelas de crin — crinis).

Das Sattelholz	le corbeau[1], le racinal, la console.
Versteifungsconstruction . .	l'armature, la construction de rigidité.
Der Spannriegel	la sous-pente, la sous-poutre.
Die Strebe, die Sprengstrebe (des Sprengewerkes).	la jambe de force.
Die hölzerne Bogenbrücke .	le pont en charpente en arc de cercle.
Die Hängezange, das Hängeband.	la moise pendante.
Die Fahrbahn	la voie charretière, la chaussée d'un pont.

IX.

Der Oberbau. — La superstructure.

Der Brückenbelag . . .	le tablier du pont.
Der obere Bohlenbelag .	le platelage, les planches de recouvrement.
Die Beschotterung . . .	l'empierrement.
Die Pflasterung . . .	le pavage.
Das Steinpflaster . . .	le pavé de pierre, le pavement en pierre.
Das Holzpflaster . . .	le pavement, pavage en bois.
Langschwellen überhöhen den Fußweg über den Fahrweg.	des long(ue)rines exhaussent le trottoir au-dessus de la chaussée.
Saum-, Randschwelle .	le garde-pavé.
Das Geländer	la balustrade, le garde-corps, la barrière, le parapet.[2]
Der Pfosten	le poteau.
Die Brustlehne, der Brustriegel.	la lisse.[3]
Die Geländererfüllung .	le panneau.[4]
Der Handgriff (des Geländers).	la main-courante.
Die Strebe, Fußbüge, das Fußband.	la contre-fiche, le lien pendant.
Das Kopfband	l'esselier[5], l'epaule, le lien en esselle.[5]

X.

Der Pfeiler. — La pile.

Mauerwerk	la maçonnerie.[6]
Der Widerlags-, Landpfeiler.	la culée.[7]
Der Gruppenpfeiler . .	la pile culée.
Der Brückenkopf, das Brückenhaupt (die Stirnfläche).	la tête de pont.
Der Vorderkopf	l'avant-*bec* (m).
Der Hinterkopf	l'arrière-*bec* (m).
mit einer Plinthe bekrönen.	surmonter d'une plinthe.
Die Mauerhaube (die Abdeckungsplatte des Vor- resp. Hinterkopfes).	le *chaperon*.[1]
Die Verstärkung . . .	le renflement.[2]
Der Ankerring, der Ring	l'arganeau[3] (m).
Der Tragstein, der Kragstein, die Console.	la console, le corbeau.
Das Gesims	l'entablement, le cordon.
Das Bandgesims . . .	le bandeau.
Das Kämpfergesims . .	l'imposte ornée.
Das Karnies, das Kranzgesims.	la corniche.[4]
Der Rundstab	le tore.[5]
Die Hohlkehle	le cavet.[6]
Der Vorsprung . . .	le bossage.

XI.

Steinerne Brücken. — Ponts en pierre.

Das Gewölbe	la voûte.[7]
Die Drucklinie, die Druckcurve.	la courbe de pression.
Der Einsturz des Bogens	la chute de l'arche.[8]
zerdrücken, zermalmen .	écraser.[9]
Das Gewölbe nach einem Korbbogen.	la voûte *en anse de panier*.[10]
Das Stichbogengewölbe, das Gewölbe mit gedrücktem Bogen.	la voûte basse, surbaissée.
Das überhöhte Gewölbe .	la voûte surmontée, surhaussée.
Das halbkreisförmige Gewölbe, Rundbogengewölbe.	la voûte en cintre, en plein-cintre, en demi-cercle, en demi-circonférence.
Das elliptische Gewölbe .	la voûte elliptique, la voûte en ellipse.
Das gerade Gewölbe . .	la voûte droite.
Das schiefe Gewölbe . . .	la voûte biais(s)e.
Das Kappengewölbe . . .	le berceau *à lunettes*.[11]

---

1) lat. corvus, it. corbo, a. fr. corb., Dim. corbel, davon corbeau (vergl. poteau), ingl. courbe, vom lat. curvus. Von corbel kommt der Architekturausdruck encorbellement, ein auf Kragsteinen ruhender Vorbau, im weiteren Sinne: balcon en encorbellement, vorspringender Balcon.

2) parapet aus it. para-petto (pectus), Brust-wehr.

3) pièce longue et étroite, a. h. d. lîsta, Leiste (st in ss, vergl. Cassel aus castel(lum).

4) pièce de bois ou de vitre enferme dans une bordure.

5) Ableitung von essele, Dim. von s; instrument en fer ayant la forme d'une s.

6) Von maçon; abgeleitet vom a. h. d. mezzo, Steinmetz.

7) Land (sich anlehnender) Pfeiler im Gegensatze zu pile, freistehender Pfeiler. — Das Widerlager les culées. — Mit ähnlichem Tropus sagt das it. cosce = les cuisses (eigentlich Oberschenkel) d'un pont.

1) Dim. dtsch. kappe.

2) r + in flare.

3) Schlechte Aussprache für organeau, wahrscheinlich Dim. von organum, im Sinne von einem Instrumente, Werkzeuge genommen.

4) lat. cór(o)nis = fin, couronnement; it. cornice.

5) torquere.

6) cavus = creux, (kraus) hohl.

7) vól(u)tus, volvere.

8) Stets von dem Brückenbogen gebr. ch gesprochen sch.

9) Germanischen Ursprunges, schwedisch krasa.

10) anse (lat. ansa), Henkel; panier (panis) corbeille à pain, Brotkorb, dann jeder Korb.

11) Dim. von lune. — In der Architektur kleine Oeffnungen bestimmt zum Eintritt des Tageslichtes; so genannt nicht nur der Form

Das scheitrechte Gewölbe .	la voûte en plate-bande.
Das Entlastungsgewölbe .	la voûte en décharge.
Der Bogen	l'arc (m).
Der Entlastungsbogen .	l'arc en décharge.
Die Korbbogenlinie . .	le tracé de l'anse de panier.
Der Stirnbogen . . .	le cintre de tête.
Die Stirnfläche . . .	le parement-vu.
Die Stirnfläche zwischen zwei Bögen, das Feld.	le tympan.
Die erzeugende Linie eines Gewölbes.	la ligne génératrice d'une voûte.
Die Pfeilhöhe; die Stichhöhe.	la voussure, la montée de voûte.
Der Stich	la flèche.
Der Kämpfer	l'imposte (f).
Das Widerlager . . .	le pied-droit, piédroit.
Der Vorsprung der Widerlager.	la retraite de piédroits.
Die Laibung, die innere Wölbfläche.	l'intrados[1] (m), la douelle intérieure.
Der Rücken, der Wölbrücken.	l'extrados[1] (m), la douelle[2] extérieure.
Die Gewölbschenkel . .	les *reins* (m) de la voûte.
Die Lehre vom Steinschnitt, der Steinschnitt.	la stéréotomie, la coupe des pierres.
Die Schnittlänge (der Wölbsteine).	la longueur de coupe.
zurichten (auf die Steinmetzarbeiten bezogen).	appareiller.
Der Wölbstein	le voussoir, le vousseau (le claveau).
Die Wölbsteine versetzen .	poser les voussoirs.
Das Versetzen	la pose.
trocken versetzen . . .	poser à sec.
Das Auflager des Wölbsteines.	le *lit* du voussoir.
Die Anfangsschichten . .	les retombées (f. pl.).
Der Kämpfer	la *naissance.*
Der Kämpferstein, der Anfänger.	le coussinet.[3]
Der Schlußstein . . .	la clef (spr. clé).
Die zu beiden Seiten des Schlußsteines gelegenen Wölbsteine.	les contre-clefs.
Die Fugenebene . . .	le plan du joint.
Das Abspringen der inneren und äußeren Fugenkanten.	les épanfrures (fr.) dans les arêtes d'intrados et d'extrados.
Die Wölbsteine verstreichen	*garnir* les voussoirs.
ausfugen, die Fugen verstreichen.	rejointoyer.
Die hackenförmige Zurüstung.	l'appareil à crossettes.

wegen, sondern weil sie auch in gewisser Beziehung die Eigenschaften des Mondes erfüllen.

1) intra dorsum ce qui est à l'intérieur d'une voûte. Vergl. extrados = lat. extra dorsum = surface extérieure d'une voûte.

2) Dim. von dou(v)e, dtsch. Daube.

3) Dim. von coussin, dtsch. Kissen, ältere Form Küssen, wie es eigentlich auch heute geschrieben werden müßte.

Der Hacken	la crossette.[1]
Der Verblendstein, der (außen) sichtbare Stein.	la pierre apparente.
behauen	tailler.
Die (der) stufenförmige Verbindung (oder Verband).	le raccordement en manière de degrés.
auf dem Rücken glatt bearbeiten.	extradosser.
Das Abgleichen (der Wölbsteine).	le dérasement.
Die Hinterfüllung . . .	le remplissage.
Der Bruchstein	le moëllon.
Der gespitzte Bruchstein . .	le moëllon piqué.
Der bossirte Bruchstein . .	le moëllon *smillé.*
Der unbehauene rohe Bruchstein.	le moëllon brut (spr. t).
Der behauene Bruchstein, der Haustein.	le moëllon de taille.
Der Backstein, der Ziegelstein.	la brique.[2]
Das Bruchsteinmauerwerk .	le libage.
Der Mörtel	le mortier.
Der Cement	le ciment.
Der Asphalt, das Erdpech	le *bitume*, asphalte.
verhärten, hart werden .	durcir.
die Verhärtung des Mörtels.	le durcissement du mortier.
die Mörtelschicht, das Mörtellager.	le lit de mortier.[3]
den Mörtel auswaschen .	délaver les mortiers.
Der Putz, der Verputz, der Bewurf.	l'enduit.
Die Theerpappe	le carton goudronné.[4]
Der Ueberguß, der Cementüberguß, das Estrich, die Decke.	la chap(p)e.
Die Ausgußröhre, das Ausgußstück.	la gargouille.[5]
Der Rinnstein	le chéneau.[6]

XII.

Die Rüstung, die Ausrüstung. — Le cintrement.

Die Abrüstung, das Abrüsten.	le décintrement.
rüsten, einrüsten . . .	cintrer.

1) Dim. von crosse = bâton pastoral, Krummstab.

2) engl. brick, dtsch. brechen, ursprünglich also ein Bruchstück; Ziegel-, Mauerstein, erst abgel. Bedeutung syn: tuile (f), Dachziegel, -stein.

3) Ursprünglich: vase à piler = Mörser; dann zur Bezeichnung dessen, was darin gestoßen wird = mélange de sable et chaux (Kalk). Schon das Volkslatein hatte mortella als Bauausdruck; daher das dtsch. mörtel, frz. mortier und mortellier.

4) Abgeleitet von goudron, Pech, aus arabisch al-qatran mit weggefallenem Artikel.

5) endroit où l'eau d'une gouttière se dégorge. — Die Wurzel garg, lat. gurg(es).

6) Ursprünglich chenel, Varietät von canal.

Der Lehrbogen, das Lehrgerüst, der Rüstbogen .	le cintre (de charpente).
die Lehrbögen zu- oder ausrüsten.	faire les cintres.
Die gestützten Lehrgerüste .	les cintres fixes.
Die gesprengten oder freitragenden Lehrgerüste.	les cintres retroussés.
Das fliegende (schwebende) Gerüst.	l'échafaud [1] volant.
Der Scheitel des Lehrgerüstes.	le sommet [2] du cintre.
Der Binder, das Gebinde	la ferme.
Der Abstand, die Entfernung (der Binder).	l'écartement (des fermes).
Der Stirnbogen . . .	le cintre de face.
Die Strebe	l'arbalétrier. [3]
verstreben, ver-, aussteifen, stützen.	arc-bouter, contre-bouter.
Die Gegenstrebe . . .	l'arc-boutant (m).
aufrecht stehende, hölzerne Stützen oder Spreizen.	des étrésillons (m) en bois debout.
Die Säule, Hängesäule .	le poinçon.
ein kleiner Pfosten . .	un potelet.
Das Kranzstück, der Bogenkranz, das Curvenholz.	le v(e)au, la courbe.
Die Schalhölzer, -latten, -bretter, die Unterlage.	les couchis (m).
Die Senkung, das Einsinken.	l'affaissement (m).[4]
Die Ueberhöhung, die Erhöhung.	le relèvement.
Der Holzspahn, der Keil, der Unterlegekeil.	la cal(l)e. [5]
verspannen mit Holzkeilen	serrer avec des coins [6] (m) de bois.
eintreiben	chasser.
das Zeichen, die Marke .	le repère (repaire). [7]
Der interimistische (provisorische) Pfeiler, der Unterbau (für Standgerüste).	la *fausse* pile.

XIII.

Eiserne Brücken. — Ponts en métal, Ponts métalliques.

Die Blechbrücke	le pont en tôle.
Der Fachwerkträger . . .	le *framework*.

1) Eigentlich Gerüst zum Schauen; daher dtsch. Schaffot (Katafalk).

2) Dim. von a. fr. som, lat. summ(um), vgl. engl. summit.

3) Von arbalète, arc'bali(s)ta, woher die Bedeutung Streber?

4) Hängt zusammen mit faix, lat. fascis = charge (faisceau Dim. davon).

5) Entweder von calare = enfoncer, eintreiben, oder a. h. d. chail = Keil.

6) coin vom lat. cun(eus); cuneus cuneum trudat, eine Hand wäscht die andere.

7) terme de chasse; man muß schreiben repère, da es herkommt von reperire = retrouver.

Das Feld, das Bogenfeld .	le tympan.
Bogenfachwerkbrücke mit Verticalen und Diagonalen.	Pont en arc avec tympans N.
Bogenfachwerkbrücke mit gekreuzten Diagonalen ohne Verticalen.	Pont en arc avec tympans en croisillons.
Der Hauptträger	la poutre principale, la poutre maîtresse.
Hauptträger, gleichzeitig als Geländer dienend.	la poutre en garde-corps.
Der Querträger	la poutre en travers, la pièce de pont, la poutre transversale.
Der Zwillingsträger . .	la poutre jumelle.
Der Zwischen(längs)träger, der Nebenträger, der secundäre Längsträger.	le longeron, la poutrelle.
Die Querverbindung . .	l'entretoise, la traverse.
Der Horizontalverband, die Windverstrebung.	le contreventement.
Die Console, der Consolenträger.	la console, le corbeau.
Das Knotenblech, das Anschlußblech.	la plaque d'assemblage.
Das Wellenblech, das Wellblech.	la tôle ondulée.
Die Buckelplatte, das Buckelblech.	la plaque en bosse, la boucleplate.
Das Lager, das Auflager .	le support, le coussinet.
Das feste Lager . . .	le support fixe.
Das Gleitlager . . .	la glissière. [1]
Das Rollenlager . . .	le support en rouleau.
Walzenlager	le support en rouleau [2] (im engeren Sinne).
Stelzenlager, Pendellager	le support en échasse [3], le support en pendule.
Die Lagerplatte . . .	la plate d'appui.
Die Unterlagsplatte . .	la platine.
Vorrichtung zum Versetzen der Eisenconstruction (an Stelle einer provisorischen Brücke).	Appareils pour le montage des constructions en fer, remplaçant le pont primitif.
Die Hängebrücke	le pont suspendu. [4]
Die Erschütterung . . .	l'ébranlement (m).
Die Schwenkung . . .	l'ondulation (f), la vibration, les oscillations (f). [5]
Das (der) Kabel, das Drahtseil.	le cable (en fils de fer). [6]
Die Kette	la chaîne. [7]
Die Spannkette . . .	la chaîne *de retenue*.

1) Ableitung von glisser, dtsch. glitschen.

2) Walze, Rolle, **nie** die deutsche Bedeutung; diese = store. Quand on lève le *store*, il se roule autour d'un *rouleau de bois*.

3) Vom niederl. shaats.

4) Wenig beachtet, daß frz. substantivisch und adjectivisch vielfach ein deutsches zusammengesetztes Wort vertritt.

5) *l'oscillation* mesure le temps, la *vibration* les sons.

6) Aus dem Volkslatein cap(u)lum, wofür klassisch Latein funis (Strick); im niederl. kabel. — fils Plur. von fil, gespr. wie Sing., herstammend vom lat. fila Plur. von filum, Faden; dagegen fils (s gespr.) von fil(iu)s.

7) lat. ca(t)ēna.

Der ausgeglühte Draht .	le fil recuit.
Die Litze	le brin.[1]
spannen	tendre.
drehen	tordre.
ausziehen, strecken . . .	étirer.
Die Drahtziehbank . .	la filière.
Die Leier, die Scheibe, Spule.	la *bobine*.[2]
sich ausbreiten	s'aplatir.
Das Schweißen, die Schweißstelle, die Löthstelle.	la soudure.[3]
Die Spleißung	l'épissure (f).[4]
mit der Feile abrunden .	arondir à la lime.
Das Gelenk, das Glied .	le joint de chaîne, la maille de chaîne.
Das Auge	le maillon.
Die Zugstange weglassen	supprimer le tirant.
Das Lenkseil, das Leitseil	le hauban.
Die Pylonen	les piliers.
Der Säulenschaft, der Pfeilerschaft	le fût[5] de la colonne.
Der Schlitten, der Sattel	le chariot.
verklammern, vergießen .	sceller.
Der Bock, das Gestell .	le chevalet.
Die Verankerung . . .	l'amarrage.[6]
Das Verankerungsmauerwerk.	le massif de retenue.
Die Verankerungskammer	le puits, la chambre souterraine.
Der Schacht, der Kanal	la cheminée.
Der Befestigungspunkt .	le point d'attache.
Die ausgehölte Rinne eines schleifenartig geformten Gußstückes.	la gorge creuse d'une croupière de fonte.
Die Deckplatte	la dalle.[7]

XIV.

Bewegliche Brücken. — Ponts mobiles.

Die Zugbrücke	le pont-levis.
Die Zugbrücke mit Ketten	le pont-levis à chaînes.
Die Zugbrücke auf- und niederlassen.	*manœuvrer* le pont-levis.
umklappen, überschlagen .	basculer.
sich lagern, festsetzen, eingeschwenkt werden.	se loger.
Der Vorsteckstift, der Riegel zum Vorstecken.	le taquet.[8]

1) partie d'une chose allongée.
2) Nach Diez onomatopoetisch, das Geräusch der in Bewegung befindlichen Spulen nachahmend. — Auch hölzerner Thürriegel.
3) Vom souder; vom lat. sol(i)dare = raffermir, befestigen.
4) Vom niederl. sp(l)itsen durch syncope des l., s. imp. = ép.
5) lat. fustis bezeichnet 1) bei gewissen Geräthschaften den Holzbestandtheil im Gegensatze zu den anderen Partien, z. B. le fût d'un fusil, d'une lance, Gewehr-, Lanzenschaft; 2) tronc d'une colonne entre la base et le chapiteau, Säulenschaft.
6) Niederl. marren = befestigen; andere aus arabisch marr = corde.
7) Wahrscheinlich von deal (Theil).
8) Dim. von der im germ. wie im röm. weit verbreiteten Wurzel tac, niederl. tak, dtsch. Zacke, welche etwas hervortretendes bedeutet.

Die Wippbrücke	le pont-levis à flèche.
Die Klappbrücke	le pont-levis à contre-poids.
Die Rollbrücke	le pont glissant, le pont roulant.
Die Drehbrücke	le pont tournant.
Die Schwenkung, das Drehen.	l'évolution (f).
drehen (die Brücke) . .	pivoter (le pont).
Der Rahmen, das Gestell	le châssis.
Die Drehscheibe, der Rollkranz mit oberem und unterem Laufringe.	le chariot.
Die Leitrolle, die Führungsrolle, das Laufrad.	le galet.[1]
Der Zapfen, der Spurzapfen.	le pivot.
Das Spurlager, die Pfanne	la crapaudine.
einlassen, versenken . .	emboîter, noyer.
Die Winde	le cric.[2]
Das Vorgelege, das Triebwerk.	l'engrenage (m).
Das Ausweichen . . .	le déversement.
Der (Brücken-)Flügel, der Brückenarm.	la volée.
Die Brücke ist einarmig	le pont est à une volée.
Die Fähre	le bac.
Die Schiffbrücke	le pont de bateaux.
Das Richten, Aufrichten, Montiren.	le levage.

XV.

Theoretische Ausdrücke. — Expressions, Termes théoriques.

Die Praxis — praktisch .	la pratique — pratique.
Versuche	des épreuves.
Die Probebelastung . .	la surcharge d'épreuve.
Belastung vor dem Bruche	Pression supportée avant de rompre.
Der Elasticitätsmodul . .	le coëfficient d'élasticité.
Der Widerstand	la résistance.
Die Scheerfestigkeit . .	la résistance au (par) cisaillement.
Die Druckfestigkeit, rückwirkende Festigkeit.	la résistance à l'écrasement. / la résistance de (à la) compression, la résistance absolue négative.
Die Zugfestigkeit	la résistance à la traction (longitudinale).
Die Torsionsfestigkeit . .	la résistance à la torsion.
Die Spannung	la tension.
Die Zugspannung . . .	la traction.
Die Druckspannung . .	la pression.
Die neutrale Faserschicht, Achse.	la couche des fibres neutres, invariables.
sich zusammendrücken . .	se comprimer.

1) Dim. von gal. = pierre; ursprünglich runder flacher Kiesel; galet, auch Gleitbock an einer Dampfmaschine.
2) Onomatopoetisch, vergl. engl. creek.

sich verlängern, ausdehnen	s'allonger.
auf Zug in Anspruch genommen werden.	travailler à la traction.
Die Formänderung, die Deformation.	le déformation.
(sich) biegen.	(se) plier.
Die Ausbiegung, Durchbiegung.	l'inflexion, la déflexion.
Die Pfeilhöhe.	la flèche de courbure.
Die graphische Statik, die Graphostatik.	la statique graphique.
Die Mittelkraft, die resultirende Kraft, die Resultante.	la résultante, la force résultante.
Die Componenten . . .	les composantes, les forces composantes.
Der Schwerpunkt	le centre de gravité.
Die äußere Kraft	la force extérieure.
Die innere Kraft	la force intérieure, la force *moléculaire.*
Die Zusammensetzung und die Zerlegung der Kräfte	la composition et la décomposition des forces.
Der Angriffspunkt . .	le point d'application.
angreifen in	agir en.
Das Kräftepolygon . . .	le polygone des forces.
Das Seilpolygon	le polygone funiculaire.
Der Pol	le pôle.
Die Horizontalspannung, der Horizontalzug . .	l'effort horizontal, la traction horizontale.
Der Horizontalschub, der Horizontaldruck.	la poussée horizontale.
Das System befindet sich in Gleichgewicht.	le système est en équilibre.
im Gleichgewicht halten .	contrebalancer.
Der Hebelarm	le bras de levier.
Das Kräftepaar	le couple.
Die Transversalkraft . . .	l'effort tranchant.
Das Biegungsmoment . .	le moment fléchissant, le moment de flexion.
Das Trägheitsmoment . .	le moment d'inertie.
Der Trägheitsradius . .	le rayon de *giration.*
Die Trägheitshauptachsen	les axes principaux d'inertie.
Die Trägheitsellipse . .	l'ellipse d'inertie.
Der Centralkern . . .	le noyau central.
Auflager- / Stütz- / Pfeiler- { -drücke. / -reactionen.	les réactions des appuis.
Stützpunkt	point d'appui.
Die Last	le fardeau.
Das Eigengewicht . . .	le poids de construction.
Die permanente / Die constante } Last .	la charge permanente.
Die Verkehrslast . . .	{ la surcharge,
Die zufällige, mobile, variable Last.	la charge variable.
gleichförmig vertheilte Lasten.	des charges uniformément réparties.
Einzellasten, concentrirte Lasten.	des charges isolées, des charges roulantes.
Belastung mit leichten (schweren) Maschinen .	surcharge avec des machines légères, (lourdes).
Die Zeichnung	le dessin.
Die Detailzeichnung, die Schablone.	l'épure (f).[1]
Der Aufriß, die Ansicht, die Vorderansicht	l'élévation (f).
Die Seitenansicht . . .	l'élévation transversale.
Der Längenschnitt, der Längsschnitt.	la coupe longitudinale, la coupe en long.
Schnitt nach A—B . .	coupe suivant A—B.
Der Horizontalschnitt . .	la coupe horizontale, le plan au niveau.
Der Querschnitt (nach Richtung).	la coupe transversale, la coupe en travers.
Der Querschnitt (nach Größe).	la section transversale.
Die Querschnittfläche . .	l'équarrissage (m).
Der Minimalquerschnitt .	la section minimum (gespr. ome).
Maaßstab 1 : x . . .	échelle de x *pour* 1 mètre.

1) Subst. verbal von épurer (lat. ex-purare) = dessin, tracé au net, modèle définitif.

Notiz, den Kohlenverbrauch der Dampfbagger betreffend.

Im ersten Hefte einer von dem Geh. Oberbaurath Hagen unternommenen Publication[1]) finden sich Zeichnungen und Beschreibungen von zwölf verschiedenen für preussische Häfen und Ströme ausgeführten Eimerbaggern und einem Kreiselbagger, begleitet von einer Anzahl Dimensionsangaben und Beobachtungsdaten.

Hiernach beträgt bei diesen Eimerbaggern durchschnittlich

der Rauminhalt der Baggereimer $V = 0{,}125^{\text{cbm}}$ (Grenzwerthe 0,068 und $0{,}180^{\text{cbm}}$);

die Zahl der bei normalem Gange pro Minute ausgeschütteten Eimer $n = 15{,}6$ (Grenzwerthe 9,5 und 21);

der Füllungscoëfficient der Baggereimer $\mu = 0{,}44$ (Grenzwerthe 0,27 und 0,72);

die normale Ganggeschwindigkeit der Eimerketten $v = 307^{\text{mm}}$ pro Secunde (Grenzwerthe 180 und 500^{mm});

die Geschwindigkeit der Querverschiebung beim Baggern $\omega = 57{,}7^{\text{mm}}$ pro Secunde (Grenzwerthe 25 und 150^{mm});

die gebaggerte Masse (Schlamm, Sand, Kies, Gerölle, Thon) $L = 51^{\text{cbm}}$ pro Arbeitsstunde (Grenzwerthe 23,5 und 130^{cbm});

die maximale Baggertiefe $t = 5{,}82^{\text{m}}$ (Grenzwerthe 3,5 und $8{,}2^{\text{m}}$);

der Steinkohlenverbrauch pro 1^{cbm} Baggergut $k = 2{,}09^{\text{kg}}$ (Grenzwerthe 0,8 und $4{,}1^{\text{kg}}$);

die Kosten pro 1^{cbm} Baggergut 0,71 ℳ. (Grenzwerthe 0,28 und 1,03 ℳ.).

Die nähere Vergleichung der zusammengehörigen Zahlenwerthe für t und k ergiebt, dass der Kohlenverbrauch pro Raumeinheit Baggergut — wie zu erwarten — mit der maximalen Baggertiefe rasch anwächst; der Zusammenhang zwischen t und k lässt sich befriedigend durch die empirische Formel

$$k = 0{,}44 + 0{,}055 \, . \, t^2$$

darstellen, wonach für

$t =$ 3	4	5	6	7	8^{m}
$k =$ 0,935	1,32	1,835	2,42	3,14	$3{,}96^{\text{kg}}$

sich ergiebt.

Für einen in derselben Schrift vorgeführten Kreiselbagger (von Brodnitz & Seydel in Berlin) werden die zusammengehörigen Werthe

$$t = 7^{\text{m}} \qquad k = 1{,}62^{\text{kg}}$$

angegeben, woraus der niedrige Werth des Kostenaufwandes beim Kreiselbagger (0,18 ℳ pro 1^{cbm} Baggersand) sich theilweise erklärt.[1])

1) Hagen, Sammlung ausgeführter Dampfbagger, Baggerprähme und Dampfbugsirboote u. s. w. Im Auftrage Seiner Excellenz des Herrn Ministers für öffentliche Arbeiten. I. XXII Blatt Zeichnungen mit Text. Berlin (Ernst & Korn) 1881.

1) Vergleiche hierüber den trefflichen Artikel von Weiss, Untersuchungen über Materialförderung mittelst Wasserspülung bei Fundirungen, Baggerungen u. s. w. Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure, Jahrg. 1880, S. 665.

Dr. Hartig.

Leipzig.

Druck von A. Th. Engelhardt.

Verzeichniss

der bei der Redaction des „Civilingenieur" zur Besprechung eingegangenen Bücher.

(Geschlossen am 25. December 1881.)

Albert, Franz, Ingenieur und Lehrer an der Kgl. Baugewerkenschule zu Plauen i. V. Die Technische Mechanik im Hochbau. Mit 19 lithographirten Tafeln in besonderem Atlas. Plauen i. V. (A. Hohmann) 1881.

Delabar, G. Die wichtigsten Holzconstructionen mit den Zimmer-, Schreiner- und Glaserarbeiten. Mit 270 Figuren auf 44 lithographirten Tafeln nebst 24 Figuren auf 6 dem Text beigegebenen Blättern. 8. Heft der Anleitung zum Linearzeichnen. Freiburg im Breisgau (Herder'sche Verlagshandlung) 1881.

Dietzschold, diplomirter Maschineningenieur und Director der k. k. Fachschule für Uhrenindustrie in Karlstein (Nied.-Oesterr.). Die Rechenmaschine. Separatabdruck aus dem „Allgemeinen Journal der Uhrmacherkunst". Leipzig (Hermann Schlag) 1882.

Doehring, W., Kgl. Regierungsbaumeister in Berlin. Handbuch des Feuerlösch- und Rettungswesens mit besonderer Berücksichtigung der Brandursachen und der baulichen Verhältnisse, sowie der neuesten Apparate und Erfindungen, nebst einem Atlas von 103 Tafeln. Berlin (Paul Parey, Verlagsbuchhandlung für Landwirthschaft, Gartenbau und Forstwesen) 1881.

Doehring, W., Kgl. Regierungsbaumeister in Berlin. Handbuch des Feuerlösch- und Rettungswesens. Ergänzungsband. Das Feuerlöschwesen Berlins. Mit 22 Tafeln. Berlin (Paul Parey, Verlagsbuchhandlung für Landwirthschaft, Gartenbau und Forstwesen) 1881.

Exner, G. F., Professeur à l'école supérieure d'agronomie de Vienne. Les produits des exploitations et des industries forestières. Rapports du Jury international. Groupe V. Classe 44. Exposition universelle internationale de 1878 à Paris. Paris (Imprimerie nationale) 1881.

Fehland, H., Eisenhütten-Ingenieur. Ingenieur-Kalender 1882. Für Maschinen- und Hütten-Ingenieure. Mit einer Beilage und zahlreichen eingedruckten Holzschnitten. Berlin (Julius Springer) 1882.

Enthält eine sehr eingehende Neubearbeitung des Capitels „Hüttenwerke". Zur Aufstellung der in Capitel VIII mitgetheilten Formeln zur Berechnung derjenigen Windmengen, welche dem Hohofen zugeführt werden müssen, hat der Verf. unter directer Messung des Gegendrucks im Ofen besondere Versuche angestellt. Hinzugefügt sind u. a. auch Formeln zur Berechnung der Compoundmaschinen.

Fialkowski, Nikolaus, Architekt und Professor. Zeichnende Geometrie (Constructionslehre) mit entsprechenden Beispielen der Anwendung auf das Projections-, dann Bau-, Maschinen-, Situations- und auf das figuralische Zeichnen. Auf 138 Tafeln 1800 Figuren. (Darunter über 100 neue Constructionen vom Verfasser.) Dritte durchaus verbesserte und erweiterte Auflage. Wien und Leipzig (Julius Klinkhardt) 1882.

Fleischer, Dr. E. Der Hydromotor. Kiel (Universitäts-Buchhandlung) 1882.

Fleischer, Dr. E. Die Physik des Hydromotors. Kiel (Universitäts-Buchhandlung) 1882.

Fliegner, Albert, Professor am eidgenössischen Polytechnikum in Zürich. Die Umsteuerungen der Lokomotiven in rein graphischer Behandlungsweise. Mit 7 lithographirten Tafeln. Zürich (F. Schulthess) 1881.

Forney, Matthias N., Mechanical Engineer. Attachments to locomotive boilers. A paper presented at the meeting of the American Railway Master Mechanics' Association, held in Providence, R. J., in June 1881. New-York (Railroad Gazette) 1881.

Grothe, Dr. Hermann. Die Appretur der Gewebe (Methoden, Mittel, Maschinen). Mit 551 Holzschnitten und 24 Tafeln. Band II der „Technologie der Gespinnstfasern". Berlin (Julius Springer) 1882.

In diesem nunmehr vollendeten Werk findet das grosse Gebiet der Gewebe-Appretur zum ersten Mal eine erschöpfende und sachgemässe Behandlung.

Gyssling, W., Ingenieur und Director des Bayerischen Dampfkessel-Revisions-Vereins. Die Auswahl, Lieferung und Prüfung des Brenn-Materials für Dampferzeugung. Mit Benützung der Ergebnisse der Heizversuchs-Station München. München (Theodor Ackermann) 1881.

Harlacher, A. R., Professor an der deutschen technischen Hochschule in Prag, Vorstand der hydrometrischen Section Die hydrometrischen Beobachtungen in den Jahren 1877, 1878 und 1879, desgleichen 1880. Publication Nr. III und IV der hydrographischen Commission des Königreichs Böhmen. Hydrometrische Section. Mit $60 + 26 = 86$ Tabellen und $6 + 2 = 8$ lithographirten Tafeln. Prag (Verlag der hydrographischen Commission) 1881.

Herrmann, Gustav, Professor an der Königlich technischen Hochschule zu Aachen. Die Mechanik der Zwischen- und Arbeitsmaschinen. Dritter Theil von Dr. Julius Weisbachs Ingenieur- und Maschinen-Mechanik. Zweite Abtheilung. Die Maschinen zur Ortsveränderung. Zweite verbesserte und vervollständigte Auflage. Elfte und zwölfte Lieferung. Braunschweig (Friedrich Vieweg und Sohn) 1881.

Höhmann, Regierungsbaumeister, und **von Lancizolle,** Regierungsbaumeister. Generelles Project zu einem Kanal Potsdam-Teltow-Köpenick. Mit 2 lithographirten Tafeln. Berlin (Julius Springer) 1882.

Jähn, K. E., Baumeister in Magdeburg. Das evangelische Kirchen-Gebäude. Hand- und Hilfsbuch zur Anlage und Einrichtung unserer Gotteshäuser. 3. Heft. 5 Druckbogen mit 56 Holzstichen. Deutsche bautechnische Taschenbibliothek. 38. Heft. Leipzig (Karl Scholtze) 1881.

Jähn, K. E., Baumeister in Magdeburg. Das evangelische Kirchen-Gebäude. Hand- und Hilfsbuch zur Anlage und Einrichtung unserer Gotteshäuser. 4. Heft. Mit zahlreichen Holzstichen. Deutsche bautechnische Taschenbibliothek. 39. Heft. Leipzig (Karl Scholtze) 1881.

Keim, A., Technischer Director in München. Die Feuchtigkeit der Wohngebäude, der Mauerfrass und Holzschwamm nach Ursache, Wesen und Wirkung betrachtet und die Mittel zur Verhütung, sowie zur sicheren und nachhaltigen Beseitigung dieser Uebel. Mit 14 Abbildungen. Wien, Pest, Leipzig (A. Hartleben) 1881.

Knäbel, A., Architekt und Maurermeister in Berlin. Die Mehlfabrikations-Anlage und Einrichtung der Getreidemühlen. Durch 31 Abbildungen erläutert. 81. Heft der deutschen bautechnischen Taschenbibliothek. Leipzig (Karl Scholtze) 1882.

Kraft, Max, Lehrer an der Staatsgewerbeschule in Reichenberg. Ueber Arbeitseffecte am Gestein. Separatabdruck aus dem Oesterreichischen Berg- und Hüttenmännischen Jahrbuch Band XXIX. 1881.

Krause, Dr. G., in Cöthen. Internationale Tabelle der chemischen Elemente und ihrer Eigenschaften. Dritte bedeutend verbesserte Auflage. Cöthen (Verlag der Chemikerzeitung) 1881.

Die Tabelle enthält in deutscher, französischer und englischer Sprache die Symbole, Namen, Angaben ob Metall oder Metalloid, die Quantivalenzen, Atom- und Aequivalentgewichte, Dampfdichten, Molecular- und specifischen Gewichte, Schmelz- bez. Siedepunkte, Härten, specifischen und Atomwärmen, sowie die Namen der Entdecker und die Entdeckungsjahre der Elemente.

Mansion, P., Professeur à l'université de Gand. Sur l'évaluation approchée des aires planes. Separatabdruck aus den Annales de la Société scientifique de Bruxelles 1881, p. 231—291. Gand (Ad. Hoste) 1881.

Messerschmitt, A., Ingenieur in Dortmund. Die Calculation in der Eisen-Giesserei und der Giessereitechniker in seinem Betriebe, nebst Anhang über Accord-Verträge und die gebräuchlichsten Accord-Sätze. Essen (G. D. Bädeker) 1881.

Ministerium der öffentlichen Arbeiten. Archiv für Eisenbahnwesen. Jahrgang 1881. — Heft 6. Berlin (Carl Heymann's Verlag) 1881.

Osthoff, Georg, Stadtbaumeister in Oldenburg. Die Schlachthöfe und Viehmärkte der Neuzeit. 4. Heft. 4 Druckbogen mit zahlreichen Holzstichen. Leipzig (Karl Scholtze) 1881.

Puschl, Carl, Capitular des Benedictiner-Stiftes Seitenstetten. Ueber die latente Wärme der Dämpfe. Eine Theorie der Dampf- und Gas-Form der Körper auf Grund der Aequivalenz von Wärme und Arbeit. Zweite wesentlich verbesserte Auflage. Wien (Alfred Hölder) 1881.

Rühlmann, Dr. M., Professor an der technischen Hochschule in Hannover. Vorträge über die Geschichte der theoretischen Maschinenlehre und der damit in Zusammenhang stehenden mathematischen Wissenschaften. Zunächst für technische Lehranstalten bestimmt. Mit zahlreichen Holzschnitt-Illustrationen und fünf Porträts in Stahlstich. Zugleich als Supplement zu des Verfassers Werk: „Allgemeine Maschinenlehre". Erste Hälfte. Braunschweig (C. A. Schwetschke und Sohn) 1881.

Schell, Anton, kaiserlich königlicher Professor. Die Terrain-Aufnahme mit der tachymetrischen Kippregel von Tichy und Starke. Mit 20 in den Text gedruckten Holzschnitten. Wien (L. W. Seidel und Sohn) 1881.

Schwartze, Th., Ingenieur. Katechismus der stationären Dampfkessel und Dampfmaschinen. Ein Lehr- und Nachschlagebüchlein für Praktiker, Techniker und Industrielle. Mit 165 in den Text gedruckten und 8 Tafeln Abbildungen. Leipzig (J. J. Weber) 1882.

Simony, Dr. Oskar, Professor. Ueber jene Gebilde, welche aus kreuzförmigen Flächen durch paarweise Vereinigung ihrer Enden und gewisse in sich selbst zurückkehrende Schnitte entstehen. Mit 8 Tafeln. Separatabdruck aus dem LXXXIV. Bande der Sitzungsberichte der kaiserlichen Akademie der Wissenschaften. Jahrgang 1881. Wien.

v. **Wagner**, Johannes, Professor an der herzoglichen technischen Hochschule zu Braunschweig. Hydrologische Untersuchungen an der Weser, Elbe, dem Rhein und mehreren kleineren Flüssen, ihre Anwendung auf die Praxis und Experimentaltheorie nebst speciellen Mittheilungen über neuere Instrumente. Mit 8 lithographirten Doppel-Tafeln und 12 Holzschnitten. Braunschweig (Goeritz und zu Putlitz) 1881.

Wershoven, Dr. F. J. Vocabulaire technique anglais-français à l'usage des écoles scientifiques et industrielles. London, Paris, Boston (Hachette & Co.) 1881.

Wüst, Dr. A., Professor an der Universität und Geschäftsführer der Prüfungsstation für landwirthschaftliche Maschinen und Geräthe zu Halle an der Saale. Landwirthschaftliche Maschinen-Kunde. Handbuch für den praktischen Landwirth. Mit 454 in den Text gedruckten Holzschnitten. Berlin (Paul Parey, Verlagsbuchhandlung für Landwirthschaft, Gartenbau und Forstwesen) 1882.





